

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Úplná charakteristika hydrodynamického stroje

Full Characteristic of Hydrodynamic Machine

Student:

Antonín Paschke

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Himr, Ph.D.

Ostrava 2014

Zadání bakalářské práce

Student: **Antonín Paschke**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: Úplná charakteristika hydrodynamického stroje
Full Characteristic of Hydrodynamic Machine

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární rešerši úplné charakteristiky hydrodynamických čerpadel.
2. Popište, v jakých provozních režimech může stroj pracovat (čerpadlový, brzdový, turbínový) a za jakých podmínek se do těchto režimů dostává.
3. Uveďte způsoby zobrazení charakteristik (klasické čerpadlové, jednotkové veličiny, Sutterovy křivky, Karman-Knapp diagram,...) a popište, jakým způsobem se vytvářejí.
4. Na základě analýzy bude následovat laboratorní měření vybraných provozních oblastí čerpadla.

Seznam doporučené odborné literatury:

NESBITT, B.: *Handbook of Pumps and Pumping: Pumping Manual International*. Elsevier UK, 2006.

PEJOVIC, S., BOLDY, A. P.: *Guidlines to hydraulic transients analysis of pumping systems*. P & B Press Belgrade - Coventry, 1992.

STREETER, V. L., WYLIE, E. B.: *Hydraulic transients*. McGraw-Hill book company, 1967.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Himr, Ph.D.**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16. 5. 2014



.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 16.5.2014



.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Antonín Paschke

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nábřeží SPB 444/12, Ostrava 8

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PASCHKE, A. *Úplná charakteristika hydrodynamického stroje: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2014, 70 s. Vedoucí práce: Himr, D.

Bakalářská práce popisuje analýzu úplné charakteristiky hydrodynamického stroje. Jsou uvedeny základní charakteristiky hydrodynamických strojů a popsány parametry potřebné pro vytváření charakteristik. Popisuje jednotlivé provozní stavy hydrodynamického stroje a uvádí, jak se stroj do různých stavů dostává. Jsou uvedeny různé způsoby zobrazení charakteristik (klasické čerpadlové, jednotkové veličiny, Suterovy křivky, Karman-Knapp a další). Na základě analýzy bylo provedeno měření vybraných provozních stavů čerpadla. Výsledky měření jsou vykresleny v klasické čerpadlové charakteristice, Suterových křivkách a v jednotkových veličinách.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

PASCHKE, A. *Full Characteristic of Hydrodynamic Machine: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment 2014, 70 s. Thesis head: Himr, D.

The bachelor thesis describes an analyse of full characteristic of a hydrodynamic machine. These are the basic characteristics of hydrodynamic machines and describe parameters needed to create characteristics. They describe various operating states of hydrodynamic machines and show how the machine gets to different states. There are different ways of displaying characteristics (classic pump, unit quantities, Suter curves, Karman-Knapp and others). Based on the analyse, measurements were taken during selected operating state of the pump. The measurement results are plotted in the classic pump characteristics, in the Suter curves and in the unit quantities.

Klíčová slova:

Hydrodynamická čerpadla, Úplná charakteristika čerpadla, Sutterovy křivky

Keywords:

Hydrodynamic pumps, Full Characteristic of pumps, Suter curve

Obsah

| | Strana |
|-----------------------------------------------------------------------------|--------|
| Seznam použitých značek a symbolů | 7 |
| Úvod | 9 |
| 1 Rozdělení hydraulických strojů | 9 |
| 1.1 Čerpadla (I) | 10 |
| 1.2 Motory (II) | 10 |
| 1.3 Reverzibilní stroje (III) | 10 |
| 1.4 Složená soustrojí (IV) | 10 |
| 2 Charakteristiky čerpadel..... | 11 |
| 3 Způsoby práce čerpadel..... | 12 |
| 4 Princip činnosti u hydrodynamických strojů..... | 15 |
| 5 Charakteristiky hydrodynamických čerpadel..... | 20 |
| 6 Charakteristiky primárních parametrů HD čerpadel..... | 22 |
| 7 Úplná charakteristika hydrodynamického stroje..... | 30 |
| 8 Užití úplných charakteristik u hydraulických strojů..... | 49 |
| 9 Návrh měřicího okruhu pro vybrané provozní oblasti čerpadla a měření..... | 52 |
| Závěr..... | 60 |
| Seznam použité literatury | 62 |
| Seznam obrázků..... | 63 |
| Seznam tabulek | 66 |
| Seznam příloh | 67 |

Seznam použitých základních značek, veličin a jednotek:

| Značka | Veličina | Rozměr |
|---------------|-----------------------------|------------------------------------|
| D | Průměr | [m] |
| F | Síla | [N] |
| H, h | Spádová výška | [m] |
| I | Elektrický proud | [A] |
| K | Průtoková konstanta | [1] |
| n | Otáčky | [s ⁻¹] |
| M | Moment | [N.m] |
| P | Výkon | [W] |
| | Příkon | [W] |
| Q | Průtok | [m ³ .s ⁻¹] |
| Y | Měrná energie | [J.kg ⁻¹] |
| a | Zrychlení | [m.s ⁻²] |
| | Mocnitel | [1] |
| b | Šířka oběžného kola | [m] |
| c | Absolutní rychlost kapaliny | [m.s ⁻¹] |
| d | Průměr pístu | [m] |
| g | Gravitační zrychlení | [m.s ⁻²] |
| m | Hmotnost | [kg] |
| p | Tlak | [Pa] |
| q | Objemový průtok | [m ³ .s ⁻¹] |
| r | Poloměr | [m] |
| u | Unášivá rychlost kapaliny | [m.s ⁻¹] |
| w | Relativní rychlost kapaliny | [m.s ⁻¹] |
| α | Úhel absolutní rychlosti | [°] |
| | Úhel natočení lopatek | [°] |
| | Rychlostní koeficient | [1] |
| β | Úhel lopatky | [°] |

| | | |
|-----------|------------------------------------|-------------------------|
| | Koeficient točivého momentu | [1] |
| η | Účinnost | [1] |
| λ | Součinitel délkových třecích ztrát | [1] |
| ξ | Součinitel místních ztrát | [1] |
| ρ | Hustota | [kg.m ⁻³] |
| ψ | Deviační úhel | [°] |
| ω | Úhlová rychlost | [rad. s ⁻¹] |

Indexy:

| | |
|----------|------------------------|
| b | Budící |
| c | Celkový |
| h | Hydraulický |
| m | Mechanický |
| max | Maximální |
| min | Minimální |
| o | Jmenovitý |
| opt | Optimální |
| t | Teoretický |
| u | Obvodového směru |
| v | Objemový |
| w | Absolutní rychlosti |
| zr | Ztrátový |
| 0 | Před oběžným kolem |
| 1 | Vstup do oběžného kola |
| 2 | Výstup z oběžného kola |
| 11 | Jednotkový |
| ∞ | Nekonečného počtu |

Úvod

S hydraulickými stroji se v běžné praxi lze setkat v poměrně velkém rozsahu použití u různých zařízení, takže znalost vlastností hydraulických strojů je podmínkou pro úspěšnou práci techniků, a také podmínkou pro oblast vývoje.

Pro teorii hydraulických strojů se využívá poznatků nebo různých výsledků i metod z oblasti hydromechaniky a uzpůsobuje její znalosti skutečným poměrům v hydraulických strojích. Dále je teorie hydraulických strojů směrnicí (návodem) pro osnovu pokusů, taktéž i prostředkem pro zobecnění jednotlivých experimentálních výsledků. Teorie jakožto taková, nemůže vysvětlit průběhy v hydraulických strojích v plném rozsahu, a z tohoto důvodu musí být postavena proti výzkumu i oblasti provozu hydraulických strojů.

Konstrukční řešení hydraulických strojů je postaveno na základě teoretických znalostí, poznatků z výzkumu a provozu hydraulických strojů. Jde tedy o dosažení nejvyšší tvořivé činnosti v oblasti hydraulických strojů. Její podstata je založena na slučování mnohdy rozporných požadavků, ohraničených z obou stran žádané optimální hodnoty oproti jiným (například se liší od jednostranného omezení pevnostního výpočtu šroubů).

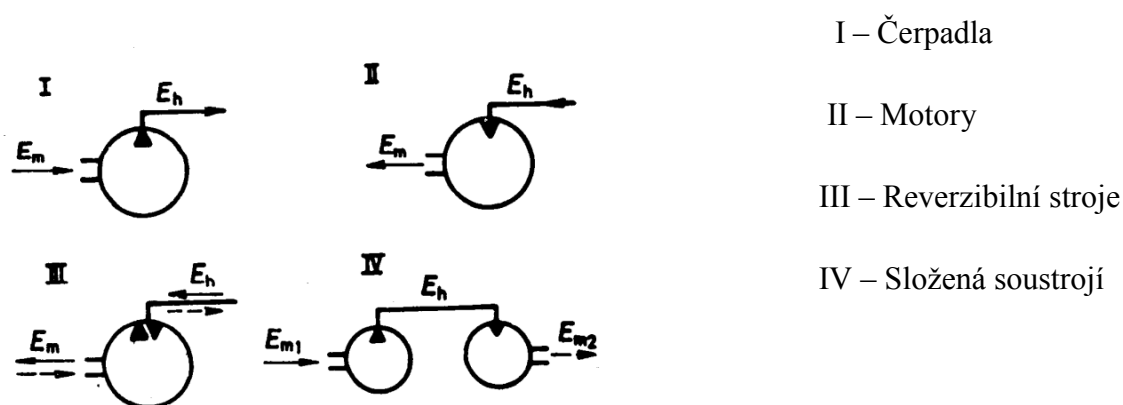
1 Rozdělení hydraulických strojů

Rozdělení hydraulických strojů může být nejen podle jejich funkčního použití, ale především podle fyzikálního hlediska. Jako takové hledisko je hledisko energetické, a to se dále dělí dle způsobu práce hydraulického stroje.

Podle účelu přeměny energie se rozdělují hydraulické stroje do čtyř základních skupin. Dle skriptu [4] byly vyčteny následující normy pro značky hydraulických strojů, a také prvků hydraulických zařízení. Jedná se o normy ČSN:

| | |
|---------------------------------------------------------------------------|-----|
| ČSN 11 9001 Hydrostatické mechanismy, pojmy, veličiny, značky a jednotky | [4] |
| ČSN 01 3722 Hydrostatické a pneumatické mechanismy, grafické značky prvků | [4] |
| ČSN 11 0001 Veličiny, jednotky a značky v čerpací technice | [4] |

Do čtyř základních skupin řadíme:



Obr. 1.1 Základní rozdělení hydraulických strojů [4]

1.1 Čerpadla (I)

Jejich hlavní vlastností je měnit mechanickou energii E_m v energii hydraulickou E_h , a to formou rotační, kde hlavní roli zastupuje moment M , který působí na rotoru stroje a dále úhlová rychlost tohoto momentu ω ($M \cdot \omega$). Dále formou posuvovou, kde působí síla kapaliny F , která působí na pracovní prvek ve směru rychlosti prvku c ($F \cdot c$). Čerpadla pracující ve formě posuvu jsou považovány jako hydrogenerátory.

1.2 Motory (II)

Rozdělují se na primární a sekundární. Mezi primární motory spadají turbíny, které zpracovávají hydraulickou energii E_h ve formě polohové. Sekundární motory zpracovávají hydraulickou energii E_h ve formě tlakové.

1.3 Reverzibilní stroje (III)

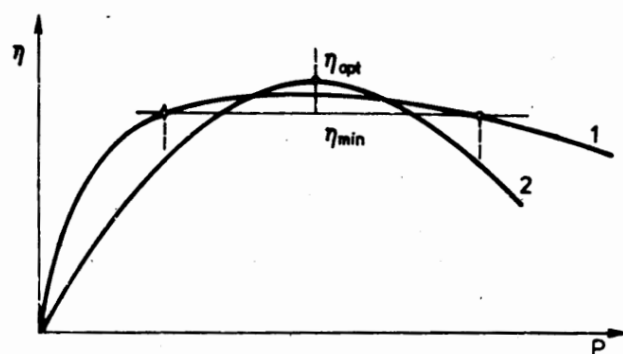
Jejich schopnost je založena na oboustranné přeměně energie ad (1.1) a ad (1.2)

1.4 Složená soustrojí (IV)

Jedná se o hydraulické mechanismy, které mechanickou energii přenesou hydraulickou cestou. Jsou založeny na jednotkách, jako v případě čerpadel a motorů. Pokud je přenos energie posuvný, jde o hydraulické pohony (například lisy). Pokud je přenos energie rotační, je tento převod nazván za Hydraulický převod (například měniče momentu). Z fyzikálního hlediska jsou dva typy hydraulických strojů. Jsou to stroje hydrostatické a hydrodynamické.

Volba provozního bodu či provozních poměrů, je nejčastěji spojena s ekonomickým hlediskem. Ekonomické hledisko uznává výši, a také strmost křivky pro účinnost stroje η .

U hydraulických strojů je běžný průběh účinnosti η parabolický (Obr 1.2). Vrchol a strmost účinnosti η jsou závisle hlavně na principu činnosti. Ten je ovšem rozhodující pro mechanismus ztrát u hydraulického stroje. Pro hydrodynamická čerpadla je snahou volit provozní stav za maximální účinnosti η_{opt} (jinak optimalizace). U hydrostatických strojů je



snaha volit provozní stav v oblasti dovolené minimální účinnosti η_{min} (jinak pesimalizace). Na obrázku (Obr. 1.2) je uvedený příklad porovnání účinnosti převodů hydrostatických a hydrodynamických vzhledem k výkonu P .

Obr. 1.2 Průběh účinnosti u převodu hydrodynamických a hydrostatických v závislosti na změně výkonu P [4]

2 Charakteristiky čerpadel

Mezi charakteristiky čerpadel patří především souvislost hlavních parametrů, a to především závislosti měrné energie na průtoku (případně momentu, účinnosti a příkonu na průtoku). Dále pak parametry vystihující provozní vlastnosti čerpadla dle pohonu (příkon, moment a otáčky), ekonomická stránka provozu (účinnost) a kavitační vlastnosti.

Základní význam představuje charakteristika průtoku na měrné energii ($Q - Y$). Charakteristika pro hydrostatická čerpadla je kvalitativně konstantní a je nezávislá na geometrickém tvaru pracovního prvku (píst, závit atd.) Toto je dáno způsobem práce hydrostatických čerpadel, které jsou považovány v podstatě výtlačnými stroji, které cyklicky čerpají kapalinu. Hlavním prvkem hydrostatických čerpadel, který vykonává práci, je oběžné kolo s trvale průchozími průtokovými kanály. Na základě geometrického tvaru zmíněných kanálů je ovlivněno množství průtoku dané kapaliny, a tím celý průběh charakteristiky čerpadla průtoku na měrné energii $Q - Y$.

3 Způsob práce čerpadel

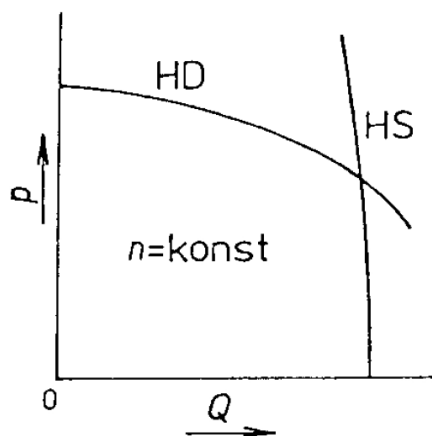
Celková hodnota měrné energie Y_c , která je zahrnuta v 1 kg kapaliny, je formulována Bernoulliho rovnicí ve tvaru:

$$Y_c = g \cdot H + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} \quad (3.1)$$

U hydrostatických strojů (HS) je převládající potenciální energie $(g \cdot H + \frac{p}{\rho})$.

Rychlostní energie $(\frac{c^2}{2})$ má druhořadý význam, kdežto u strojů hydrodynamických (HD) mají obě formy energie přibližně stejný význam. Měrná energie kapaliny Y je u většiny hydrostatických jednotek zahrnuta v tlakové energii $(\frac{p}{\rho})$. Ve výjimečných případech se namísto energie tlakové prosazuje polohová měrná energie $(g \cdot H)$. Příkladem je využití u jednovřetenových čerpadel s Archimedovou spirálou (šroubovicí). Rychlostní energie $(\frac{c^2}{2})$ za nízkých hodnot zvýhodňuje hydrostatické jednotky, vzhledem k hydrodynamickým strojům, v případech abrazivních vazkých kapalin, neboť vzniká menší opotřebení stroje a hydraulické ztráty jsou menší. Ze srovnání hydrostatických a hydrodynamických zařízení vyplývají obecné zásady.

Kvůli hydrodynamickým strojům je průtok hydrostatickými zařízeními periodicky neustálený. Z tohoto důvodu je nutností tlumit pulzace tlaku kapaliny v hydraulickém systému s hydrostatickými zařízeními. Při startu a zavádění do chodu hydrostatických zařízení je zapotřebí brát ohled na praktickou nezávislost

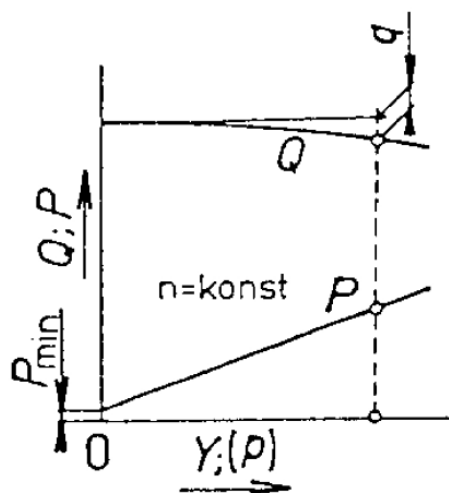


Obr. 3.1 Porovnání charakteristik

$Q - Y$ HS a HD čerpadla za konstantních n [1]

průtoku Q na tlaku p , který se automaticky reguluje v závislosti na velikosti odporu v hydraulickém systému. U hydrodynamických zařízení (jednotek) je značná funkční vazba, která je mezi průtokem a tlakem dané kapaliny. Na obrázku (Obr 3.1) je vyobrazena rozdílnost charakteristik primárních parametrů průtoku Q a měrné energie Y , u čerpadel hydrostatických (HS) i hydrodynamických (HD). Při růstu velikosti odporu v hydraulickém systému roste i velikost tlakové energie (tlaku) v kapalině, tím u hydrodynamických čerpadel směřuje k zanikání průtoku a u

hydrostatických zařízení (čerpadel) k dosažení nedovolené hodnoty tlaku. Hydrodynamická čerpadla jsou tedy schopna rozvinout maximální tlak kapaliny a čerpadla hydrostatická mají možnost neomezeného zvýšení tlaku, proto musejí být i chráněny pojistným ventilem v tlakovém systému.



Obr. 3.2 Charakteristika pro HS čerpadla [1]

Pro čerpadla hydrostatická je spojení mezi průtokem a měrnou energií ($Q - Y$) charakterizováno objemovými ztrátami v čerpadle q , které jsou závislé na velikosti tlaku kapaliny, což je patrné z obrázku (Obr. 3.2). Vyhodnocením bude tvrdá charakteristika, která dává možnost spolehlivě přesného odměřování velikosti průtoku kapaliny (využíváno například u dávkovacích čerpadel). U čerpadel hydrodynamických má vliv na spojení mezi průtokem a měrnou energií ($Q - Y$) pracovní průběh zařízení do jistého rozsahu, kdy charakteristika je měkká (Obr. 3.2).

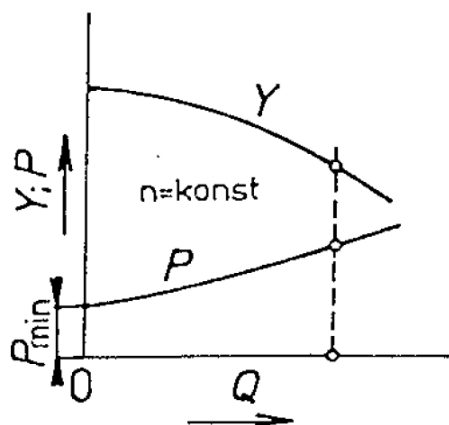
Provozní zatížení stroje je charakterizováno jeho příkonem P . Pro čerpadlo má následující tvar:

$$P = \frac{Q \cdot \rho \cdot Y}{\eta} \quad (3.2)$$

Nejnižší zatížení hydrostatických čerpadel je při beztlakovém chodu, kdy měrná energie je rovna nule ($Y = 0$), jak si lze všimnout na obrázku (Obr. 3.2).

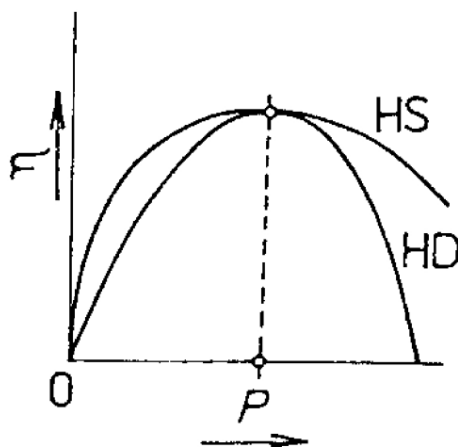
U odstředivých hydrodynamických čerpadel je toto zatížení nejvyšší (Obr. 3.3), protože s klesající hodnotou měrné energie Y roste velikost průtoku Q tak, že velikost příkonu dle výše uvedeného vztahu (3.6) se zvyšuje.

Velikost účinnosti u hydrostatických čerpadel je téměř nezávislá vzhledem k jejich velikosti a obvykle dosahuje i vyšších hodnot oproti hydrodynamickým čerpadlům.



Obr. 3.3 Charakteristika pro HD čerpadla [1]

Účinnost u hydrostatických čerpadel má menší citlivost vzhledem ke změně zátěže oproti hydrodynamickým jednotkám. (Obr. 3.4). Je-li provozní stav čerpadla variabilní, tak hydrostatická čerpadla budou oproti hydrodynamickým čerpadlům upřednostňovány.



Obr. 3.4 Porovnávání účinku změny zátěže na účinnost u HS a HD čerpadel [1]

4 Princip činnosti u hydrodynamických strojů:

Transformace mechanické energie E_m v energii hydraulickou E_h (nebo obráceně) probíhá u daných strojů nepřímou transformací, a to zprostředkovaně skrze změnu kinetické energie kapaliny. Jde tedy o nepřímou transformaci mezi tlakovou energií kapaliny a mechanickou prací. Tlak kapaliny p je považován za hydrodynamický a funkčně závislý je na kinematických hodnotách proudového pole kapaliny (myšleno rychlostech a poloze).

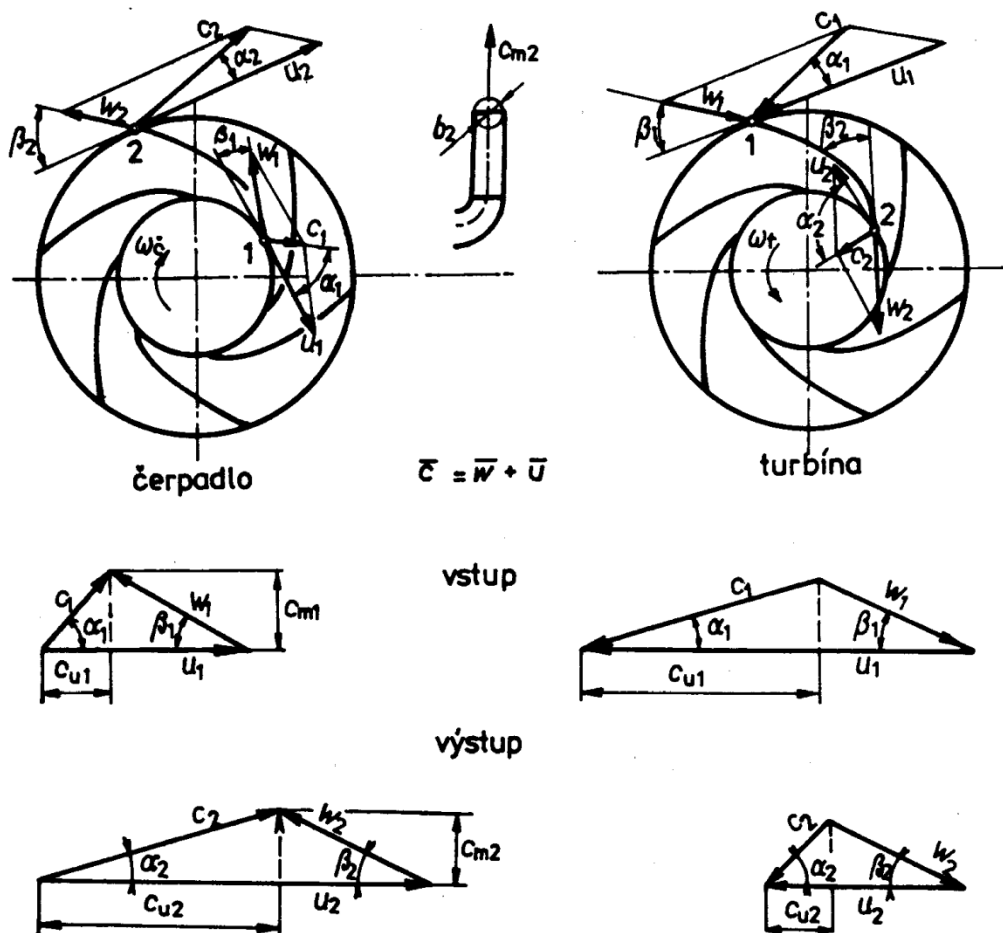
Kinematické poměry v pracovním členu (myšleno v oběžném kole) hydrodynamického stroje (čerpadla nebo turbíny) jsou vyobrazeny na obrázku (Obr. 4.1), kde změna mechanické energie v energii hydraulickou (nebo naopak) začíná na vstupní hraně oběžné lopatky 1 a končí na výstupní hraně dané lopatky 2. Hlavním charakteristickým prvkem v průtokové části oběžného kola jsou kanály, které jsou tvarované ve formě difusoru (u čerpadel) a konfusoru (u turbín). Dále se chod hydrodynamického stroje vyznačuje tím, že se jedná o souvislý průtok (jinak kontinuální), protože systém kanálů pracovní části je stále pevně propojen se vstupní a výstupní částí daného stroje.

Kinematické poměry v oběžném kole vyjadřují rychlosti:

c – absolutní rychlost kapaliny

w – relativní rychlost kapaliny

u – unášivá rychlost kapaliny (jinak obvodová)



Obr. 4.1 Kinematické poměry v oběžném kole čerpadla a turbíny [4]

Vektorovým součtem uvedených rychlostí bude sestaven rychlostní trojúhelník. Orientace vektorů je ze vztahu:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (4.1)$$

Rychlostní trojúhelníky jsou kresleny tak, že jejich základny jsou tvořeny obvodovou rychlostí oběžného kola (u). Absolutní rychlost, případně relativní rychlost, svírá s obvodovou rychlostí za běžných poměrů ostrý úhel β .

Klíčové kompenzační složky absolutní rychlosti, které jsou i na sebe navzájem kolmé, jsou:

c_m – Vyznačuje meridiánovou rychlost kapaliny, která se nachází v rovině meridiánového řezu oběžným kolem, a zároveň svírá kolmici s obvodovou rychlostí u .

c_u – Vyznačuje hybnou (jinak obvodovou, či unášivou) složku u absolutní rychlosti.

Meridiánová rychlost c_m má souvislost se stabilním (jinak ustáleným) průtokem kapaliny Q , kde je platnost rovnice kontinuity (platnost zákona o zachování hmotnosti). Rovnice má tvar:

$$Q = \pi \cdot D \cdot b \cdot c_m \quad (4.2)$$

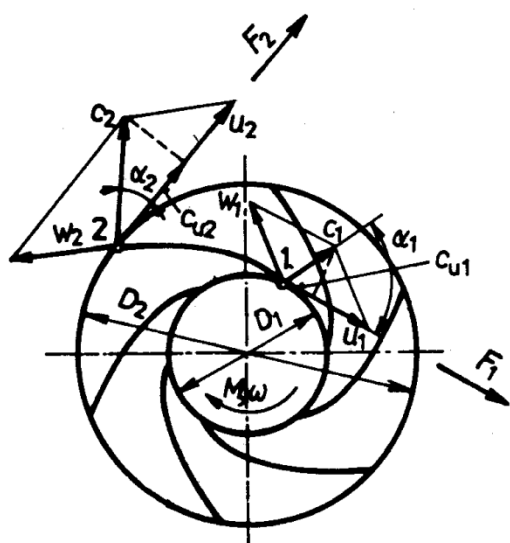
D – průměr oběžného kola

b – šířka oběžného kola

Hybná složka absolutní rychlosti c_u má souvislost s měrnou energií kapaliny Y vycházející

z věty o změně hybnosti použité na oběžné kolo čerpadla (Obr. 4.2). Element hmotnosti kapaliny dm při průtoku oběžným kolem má hybnost v obvodovém směru ve tvaru (4.3):

$$\frac{d}{dt} \int (dm \cdot \vec{c}) = \vec{F} = Q \cdot \rho \cdot c_u \quad (4.3)$$



Obr. 4.2 Schéma pro použití věty o změně hybnosti pro oběžné kolo čerpadla [4]

Zde ρ je složka hustoty kapaliny a síla F , kterou působí lopatky na kapalinu. Vektory síly F a hybné složky c_u jsou stejného směru i smyslu. Síla F je tečná a dedukuje moment k ose otáčení oběžného kola, který je ve tvaru:

$$M = F \cdot \frac{D}{2} \quad (4.4)$$

Kapalina, která protéká oběžným kolem, mění velikost hybnosti mezi vstupem a výstupem oběžného kola. Celková změna momentu hybnosti kapaliny bude mít v oběžném kole tvar:

$$M = F_2 \cdot \frac{D_2}{2} - F_1 \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{Q \cdot \rho}{2} \cdot (D_2 \cdot c_{u2} - D_1 \cdot c_{u1}) \quad (4.5)$$

Bude-li vynásobený tento vztah úhlovou rychlostí v oběžném kole ω , bude získána teoretická hodnota pro výkon hydrodynamického stroje:

$$P = M \cdot \omega = Q \cdot \rho \cdot Y = Q \cdot \rho \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) \quad (4.6)$$

$$Y = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad (4.7)$$

Výraz (4.7) je Eulerova pracovní rovnice pro čerpadlo, která udává teoretickou měrnou energii kapaliny Y , za pomoci hybných složek absolutní rychlosti c_u a unášivé rychlosti u .

Obdobný výraz pro turbínu vznikne při záměně indexů v Eulerově rovnici pro čerpadla (4.7), jak je vidět v označení hran oběžných lopatek obrázku pro turbínu (Obr. 4.1).

Z hlediska kvalitativního hodnocení rovnice kontinuity (4.2) a pracovní Eulerovy rovnice pro čerpadla (4.7) vyplynou teoretické vztahy pro krouticí moment i výkon, které mají obvykle platný tvar pro hydrodynamické stroje:

$$Q \sim S \cdot c \sim D^2 \cdot u \sim D^3 \cdot n \quad (4.8)$$

$$Y \sim \Delta(u \cdot c_u) \sim u^2 \sim (n \cdot D)^2 \quad (4.9)$$

Složka n ve vztazích ((4.8) a (4.9)) představuje frekvenci otáčení (jinak otáčky) stroje, takže vztah pro teoretický výkon a moment hydrodynamických strojů bude ve tvaru:

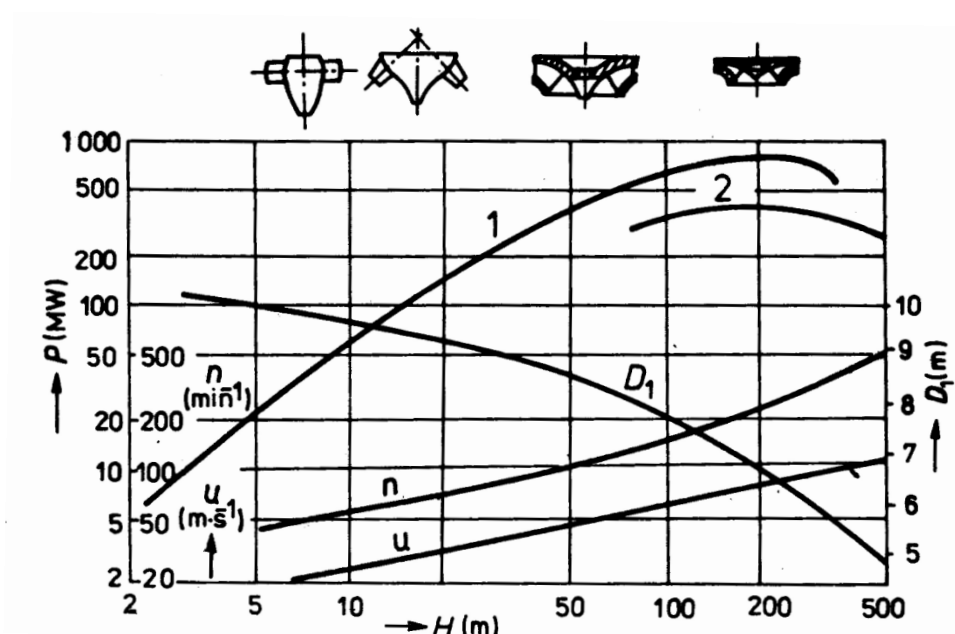
$$P \sim Q \cdot \rho \cdot Y \sim (D^3 \cdot n) \cdot \rho \cdot (u \cdot D^2) \sim \rho \cdot n^3 \cdot D^5 \quad (4.10)$$

$$M \sim \frac{P}{n} \sim \rho \cdot n^2 \cdot D^5 = f(n^2) \quad (4.11)$$

Z porovnání výše uvedených vztahů ((4.10) a (4.11)) s analogickými kvalitativními vztahy pro výkon a moment hydrostatických zařízení budou získány primární fyzikální rozdíly činnosti daných strojů (myšleno hydrostatických a hydrodynamických strojů). Hydrodynamické stroje dosahují nesrovnatelně vyšších hodnot, než je tomu u jednotek hydrostatických. Zaměříme-li se na provoz těchto strojů, tak zjistíme, že u hydrodynamických strojů je moment závislý na otáčkách (tím je plynulejší rozběh a doběh stroje) a hydrostatické jednotky mají prakticky moment, který je nezávislý na otáčkách (tím je rychlý rozběh u hydromotoru při plné velikosti momentu). Následující tabulka slouží k porovnání závislosti teoretického momentu a výkonu pro hydrostatické a hydrodynamické stroje.

Tab. 4.1 Porovnání vlastností pro hydrostatické a hydrodynamické stroje [1]

| Hydrostatické stroje | Hydrodynamické stroje |
|------------------------------------------|----------------------------------------------|
| d – průměr pístu | D – průměr oběžného kola |
| $M = f(V_g, p)$ | $M = f(n^2, \rho)$ |
| $P = f(d^3, p, n)$ | $P = f(D^5, \rho, n^3)$ |
| $P_{max} = 2 \text{ až } 3 \text{ [Mw]}$ | $P_{max} = 400 \text{ až } 800 \text{ [Mw]}$ |



Obr. 4.3 Mezní parametry hydrodynamických strojů [4]

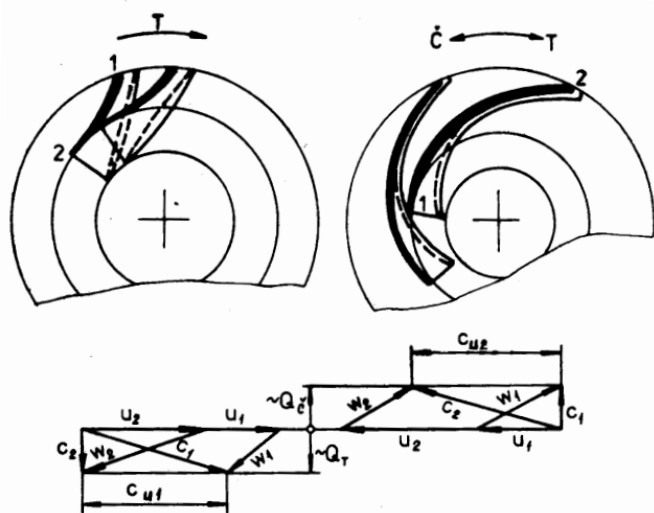
(1 – Turbíny, 2 – Čerpadlové turbíny (D1- vnější průměr oběžného kola),

(n, u – mají společnou stupnici))

Na obrázku (Obr. 4.3) jsou vyobrazeny mezní parametry nejen u turbín, ale také čerpadlových turbín různých typů, a to závislosti na velikosti spádové výšky kapaliny (například vody) H . Zvyšování výkonu má dle rovnice pro výkon (4.10) určité meze, které jsou dány kavitačními vlastnostmi kapaliny (jde o člen n^3) a danou technologií (uvedený člen D^5). Mezní hodnoty u čerpadlových turbín, případně čerpadel, nabývají nižších hodnot oproti

hodnotám získaných u turbín. Příčinou jsou hlavně problémy, které vznikají v difuzorových kanálech čerpadla při proudění kapaliny, a také v oblasti výstupu z oběžného kola (jedná se o hydrostatické problémy).

Na obrázku (Obr. 4.4) je vyobrazen charakteristický rozdíl lopatkování u oběžného kola turbíny, které jsou vyznačeny krátkými kanály konfuzorového tvaru, a dále čerpadlové



turbíny, která má dlouhé kanály potřebné k difuzorovému proudění při čerpadlovém chodu. Oběžné kolo u čerpadlové turbíny je geometricky podobné oběžnému kolu čerpadla, které ovšem ponechává slušné energetické vlastnosti i za turbínového chodu, kdežto v čerpadlovém provozu turbínové oběžné kolo nemá takový úspěch.

Obr. 4.4 Geometrické rozdíly lopatkování oběžných kol turbíny (T), čerpadlové turbíny (ČT) a jejich kinematické poměry za stejného průtoku [4]

5 Charakteristiky hydrodynamických čerpadel

Pro hydrodynamická čerpadla je kanál (případně oběžná lopatka) pracovním prvkem, který zaujímá axiální, radiální nebo diagonální polohu vzhledem k ose rotace. Na tomto základě se rozeznávají základní typy hydrodynamických čerpadel, které se liší jejich použitím, konstrukčními návrhy, a také materiálem. Čerpadla se nejúčelněji rozdělují dle hydraulického hlediska podle jejich rychloběžnosti, která určuje geometrický tvar těchto kanálů oběžného kola. Při růstu numerické hodnoty rychloběžnosti hydrodynamického čerpadla přechází oběžné kolo z typu radiálního na diagonální, které při maximálních hodnotách rychloběžnosti dále přechází v axiální typ. Hydraulické možnosti kanálů hydrodynamických čerpadel lze dokázat rovnicí, která definuje rychloběžnost n_b

$$n_b = n \cdot Q^{0,5} \cdot \gamma^{-0,75} \quad (5.1)$$

a také za pomoci Eulerovy rovnice (vztah (4.7)), která je vyjádřena pro případ bezrotačního vstupu kapaliny do oběžného kola, kde je $c_{u1} = 0$.

$$Y \approx u_2 \cdot c_{u2} \quad (5.2)$$

V rovnici pro měrnou energii (5.2) je zahrnuta i hybná složka pro absolutní rychlost média (kapaliny) na výstupu oběžného kola c_{u2} . Při srovnání oběžných kol odlišných hydrodynamických čerpadel při konstantní u_2 dojdeme k výsledku, že je zde maximální ohyb proudu kapaliny. Dle vztahu výše (5.2) je i velikost měrné energie Y u radiálních čerpadel maximální. Naopak minimální ohyb proudu kapaliny je u čerpadel axiálního typu. Porovnatelně průtok má opačný charakter. Tímto při stejných otáčkách se mění numerická hodnota pro rychloběžnost, dle vztahu pro měrnou energii (5.2), vlivem primárních parametrů, a to měrné energie Y a průtoku Q tak, že v oblasti radiálních kanálů je hodnota rychloběžnosti n_b (případně hodnota n_q) minimální. Naopak u kanálů axiálních je maximální.

V příloze 1 (Tab. 5.1) jsou zmíněny některé základní spojitosti pro numerické hodnoty rychloběžnosti n_b s oběžným kolem ve tvaru meridiánu. Dále tabulka obsahuje rychlostní trojúhelníky i s průběhem charakteristik $Y = f(Q)$, případně $P = f(Q)$. Dané charakteristiky jsou uvedeny v hodnotách vztažených vzhledem k optimálnímu provoznímu bodu (index označený 0) a nejsou zde závislé na otáčkách. Pro dané typy je uvedený charakteristický poměr průměrů pro výstup D_2 a vstup D_1 oběžných kol. V tabulce je vidět, že při klesání hodnoty poměru $\frac{D_2}{D_1}$ se zvyšuje numerická hodnota otáček n_q . To je způsobeno tím, že se snižuje hodnota měrné energie, a zároveň se zvyšuje hodnota průtoku Q kanálů oběžného kola. Z pohledu ideální transformace energie (nejvyšší hydraulické účinnosti) je nejlépe vyhovující tvar kanálů za poměru $\frac{D_2}{D_1} \approx 2$. U diagonálních a axiálních typů je charakteristickou veličinou D_2 , jenž je vztažena k průměru náboje oběžného kola D_n , neboť poměr $\frac{D_2}{D_1}$ se blíží k 1. Ke zmíněným konstrukčním řešením oběžných kol čerpadel jsou spojeny charakteristické průběhy Y a P v závislosti k průtoku Q , které jsou významné pro jejich spuštění, řízení a stabilitu chodu čerpadel.

Oběžná kola dle tabulky se používají pro čisté či mírně znečištěné newtonovské kapaliny. Plochy oběžných lopatek jsou energeticky aktivní částí průtokových kanálů, dle [4]. Zatížení hydrodynamické na plochách lopatek je omezeno ohledem na přípustné dovolené

ztráty a v oblasti vstupních částí také nebezpečím vzniku kavitace. Zásadní je velikost sumace plochy, která se vhodným řešením rozdělí na optimální počet oběžných lopatek oběžného kola. Protože kola axiální a diagonální se vyznačují především větší hltností a menší hodnotou měrné energie Y , než je tomu u kol radiálních. Dále je pro tyto typy dostačující také relativně menší obsah souhrnné plochy oběžných lopatek. Lopatky axiálních a diagonálních kol se konstruují jako pevné nebo regulační. Pokud by lopatky regulační lopatky měly stejnou velikost jako lopatky pevné, zvětšovaly by neúnosně okrajové vůle lopatek, které jsou zásadní, zhoršují velikost účinnosti, a také kavitaci vlastnosti čerpadla. Z tohoto důvodu se v praxi u regulačních lopatek volí větší počet kratších lopatek na rozdíl od lopatek neregulačních (pevných). Tento poznatek je zřetelný z přílohy 2 (Tab. 5.2). Pro médium (kapalinu) newtonovského charakteru se konstruují oběžná kola, která berou ohled na vlastnosti těchto kapalin. Vyobrazeno v příloze 3 (Tab. 5.3).

6 Charakteristika primárních parametrů HD čerpadla

Charakteristika parametrů hydrodynamického stroje. Pojednává o vzájemné vazbě hodnot průtoku Q a měrné energii Y za konstantních otáček hydrodynamického čerpadla. V praxi se závislost $Y = f(Q)$ zjišťuje experimentálně. Pro optimální poměry je analytický vztah $Y_{t\infty} = f(Q)$ teoretickou charakteristikou. Spojení hlavních parametrů čerpadlového stroje vychází ze zákonů zachování energie i zákona zachování hmotnosti, a je dána spojením Eulerovy pracovní rovnice a rovnicí kontinuity.

Dle tabulky (5.1) je v obecném místě kanálů oběžného kola dána hybná složka absolutní rychlosti c_u rovna:

$$c_u = u - c_m \cdot \cot g(\beta) \quad (6.1)$$

Nahrazením do vztahu místo meridiánové rychlosti c_m hodnoty z rovnice kontinuity (4.1) upravenou na tvar:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot b \cdot c_m \quad (6.2)$$

Pak bude mít rovnice tvar:

$$c_u = u - \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot b} \cdot \cot g(\beta) \quad (6.3)$$

Po dosazení do Eulerovy rovnice (4.7) za hybnou složku c_u (vztah 6.3), získáme teoretickou charakteristiku čerpadla:

$$Y_{t\infty} = u_2^2 - u_1^2 - Q \cdot \left(\frac{u_2 \cdot \cotg(\beta_2)}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} - \frac{u_1 \cdot \cotg(\beta_1)}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1} \right) \quad (6.4)$$

Často se v dané rovnici upravuje vztah v závorce a zavádí se místo obvodové rychlosti u otáčky čerpadla n :

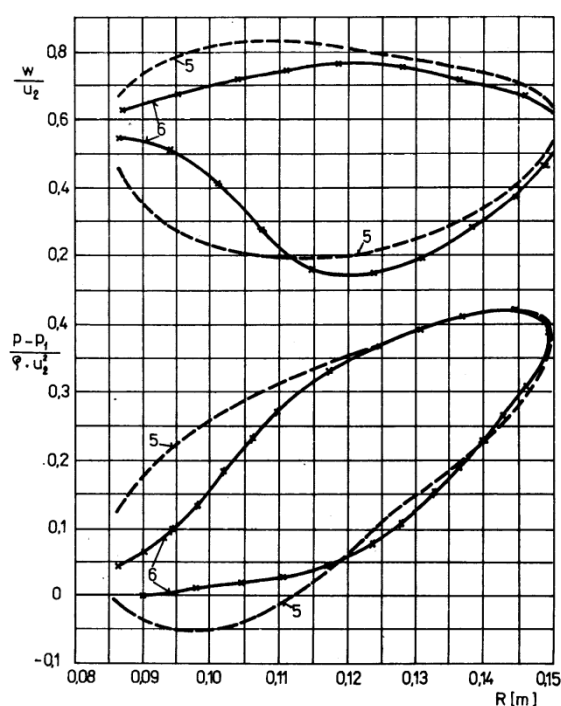
$$n = \frac{u}{\pi \cdot D} \quad (6.5)$$

rovnice pak získá tvar:

$$Y_{t\infty} = u_2^2 - u_1^2 - Q \cdot n \cdot \left(\frac{\cotg(\beta_2)}{b_2} - \frac{\cotg(\beta_1)}{b_1} \right) \quad (6.6)$$

Za dodržení konstantních otáček a geometrie oběžného kola, získá teoretická charakteristika tvar přímky, kdy směrnice je dána dle předchozího vztahu (6.6):

$$K = \frac{\cotg(\beta_2)}{b_2} - \frac{\cotg(\beta_1)}{b_1} \quad (6.7)$$



Obr. 6.1 Rozprostření w kapaliny a p na obě strany oběžné lopatky na střední proudnici odstředivého stroje (čerpadla) [4]

Ovlivňujícím faktorem při sklonu teoretické charakteristiky je hlavně úhel β_2 , jelikož v praxi je velikost tohoto úhlu omezena z důvodu kavitace (viz Obr. 6.1).

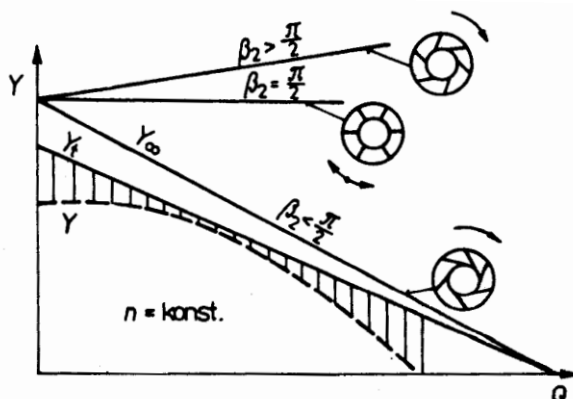
Závislost poměru šířek kanálu $\frac{b_2}{b_1}$ je závislá na určitém typu oběžného kola (rychl oběžnosti). Změnou úhlu natočení lopatky oběžného kola u výstupu β_2 je možno změnit sklon teoretické charakteristiky čerpadla (platí $\beta_2 = \beta_{f2}$). Důležité je vzít v potaz, že úhly β_2 jsou $\geq 90^\circ$ (grad). Nárůst úhlu β_2 (dle vztahů

(6.6) a (6.7)) se vyznačí změnou strmosti teoretické charakteristiky čerpadla, a tím se sníží

rovnováha (stabilita) chodu čerpadla (Obr. 6.2).

Je-li úhel $\beta_2 < 90^\circ$ (grad), lopatky oběžného kola jsou navrženy tak, že jsou ohnuty směrem dozadu.

Je-li úhel $\beta_2 = 90^\circ$ (grad), pak je výstupní oblast lopatek radiální. Pokud je úhel $\beta_2 > 90^\circ$ (grad), pak jsou lopatky navrženy tak, že jsou zahnuty směrem dopředu. S rostoucím úhlem β_2 roste i derivační úhel ψ_w a velikost délky oběžného kola se snižuje. Při zkrácení délky kanálů se zvyšuje difuzornost protékaných kanálů. Tím rostou i hydraulické ztráty v oběžném kole. Pro úhly β_2 malých velikostí jsou kanály oběžného kola dlouhé s velkými třecími ztrátami (hydraulickými). S rostoucím úhlem β_2 a při velikosti průtoku, kdy $Q > 0$ roste i velikost měrné energie $Y_{t\infty}$ (Obr. 6.2), kde svou roli hraje i kinetické energie ($\frac{c_{2\infty}^2}{2}$). Zmíněná energie je snižována na kinetickou energii kapaliny v oblasti výstupního hřídele stroje (čerpadla) $\frac{e_v^2}{2}$, a to difuzorovými kanály statoru. Transformace kinetické energie kapaliny v energii tlakovou skutečné kapaliny souvisí s hydraulickými ztrátami. Při optimalizaci zmíněných hydraulických ztrát je směřováno k lopatkám, které mají tvar zahnutý dozadu o určitém vstupním úhlu.



Obr. 6.2 Teoretická charakteristika pro radiální HD čerpadlo [4]

Kanály, které jsou čistě radiální, kdy velikost úhlu β_1 je rovna velikost úhlu β_2 a rovnají se velikosti 90° (grad), naleznou uplatnění v oblasti oběžných kol, které jsou používány pro nenewtonovské kapaliny a v oblasti hydrodynamických spojek (dle přílohy 3). Velikosti úhlu $\beta_2 > 90^\circ$ (grad) u čerpadel není příliš častý. Uplatnění najde například u nízkotlakých radiálních ventilátorů. Míra velikosti úhlu β_2 má značný význam na podíl nejen tlakové, ale i kinetické energie kapaliny. Poměr zmíněných energií dává bezrozměrnou

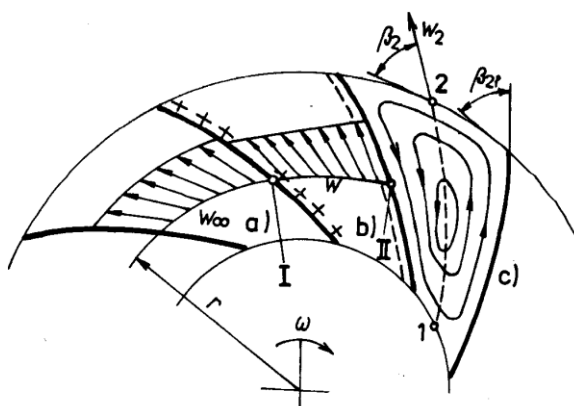
charakteristiku převzatou z oblasti konstrukce turbín a je pojmenována jako stupeň reakce oběžného kola r . Velikost hodnoty r je dána teoretickým vztahem (6.8), vycházejícím z Eulerovy rovnice, dle (4.7) a rovnice (6.9) pro bezrotační vstup do oběžného kola $c_{u1} = 0$.

$$r = \frac{\frac{p_1 - p_2}{\rho}}{Y_{t\infty}} \quad (6.8)$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_{2\infty}^2 - w_{1\infty}^2}{2} \quad (6.9)$$

$$r = \frac{\frac{p_1 - p_2}{\rho}}{Y_{t\infty}} = \frac{Y_{t\infty} - \frac{u_{2\infty}^2 - u_{1\infty}^2}{2}}{Y_{t\infty}} = \frac{u_2 \cdot c_{u2\infty} - \frac{c_{2\infty}^2 - c_{1\infty}^2}{2}}{u_2 \cdot c_{u2\infty}} \quad (6.10)$$

V následujícím obrázku (6.3) jsou vyobrazeny kinematické poměry v kanále pro oběžná kola radiálního typu. S předpokladem, kdy počet lopatek je nekonečný, je související i předpoklad pro rovnoměrné rozvržení rychlosti, a to křížem kanálem. U předpokladu pro



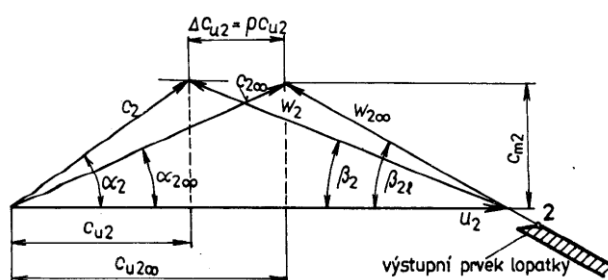
Obr. 6.3 Schéma kinematických poměrů pro kanál oběžného kola radiálního [4]

a – Nekonečně lopatek, b – určitý počet lopatek, c – lokální (místní) vír

konečný počet lopatek jsou důležité setrvačné síly, vyvolávající změny na médium v kanálu. Ty lze definovat tak, že v prostém řezu skrze průtokový kanál na poloměru za konstantního poloměru r , který je zároveň ohraničen body I a II na protějších stranách vedlejších ploch lopatek, platí energetické poměry podle vztahu (6.9) pro konstantní velikost unášivé rychlosti. Oblast na obrázku vyobrazena jako c náleží lokálnímu víru, který se tvoří zapříčiněním nerovnoměrného rozložení tlaku média v místě rotujícího kanálu. Z obrázku vidíme,

že směr rotace víru je opačný vzhledem k rotaci radiálního oběžného kola. Ve výstupní oblasti bude rychlost tohoto lokálního víru v opačném směru oproti unášivé rychlosti u_2 . Zároveň bude sloučen k tečné složce pro rychlost relativní w_2 . Úkaz setrvačných sil se ukazuje v kanále jako faktor snižující deviaci u absolutní rychlosti média a velikosti rozdílu Δc_{u2} , dle obrázku (Obr. 6.4). Ve skriptu [4] je uvedeno, že Pfleider uvedl, že hodnota pro c_{u2} je dána vztahem, kde p je dáno na světlosti příslušného kanálu:

$$\Delta c_{u2} = p \cdot c_{u2} \quad (6.11)$$



Obr. 6.4 Kinematické poměry v oblasti výstupu kanálu oběžného kola [4]

Dle obrázku (Obr. 6.4) bude tedy na výstupu z radiálního kola mít platnost c_{m2} .

$$c_{2\infty}^2 = c_{m2\infty}^2 + c_{u2\infty}^2 \quad (6.12)$$

Za předpokladu platnosti vztahu (6.12) platí, že rozdíl kvadrátu absolutní rychlosti je:

$$c_{1\infty}^2 = c_{u2\infty}^2 = c_{m2}^2 \quad (6.13)$$

$$c_{2\infty}^2 - c_{1\infty}^2 = c_{u2\infty}^2 \quad (6.14)$$

Po dosazení vztahu (6.13) do vztahu (6.8) bude získáno:

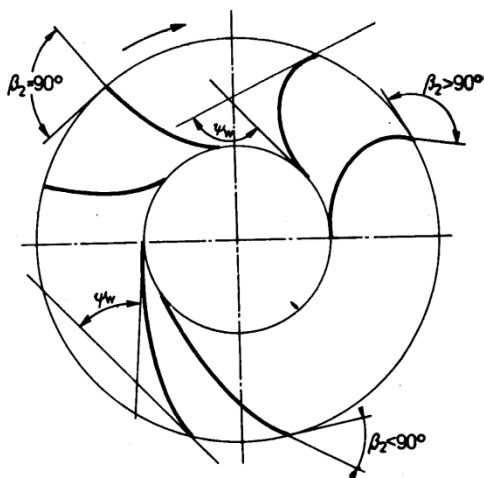
$$r = \frac{u_2 \cdot c_{u2\infty} - \frac{c_{2\infty}^2}{2}}{u_2 \cdot c_{u2\infty}} = 1 - \frac{c_{u2\infty}}{2 \cdot u_2} \quad (6.15)$$

Bude-li nahrazeno $c_{u2\infty}$ ve výrazu výše výrazem ($c_u = u - c_m \cdot \cot g(\beta)$), pak bude získáno:

$$r = 1 - \frac{u_2 - c_{m2} \cdot \cot g(\beta_2)}{u_2 \cdot 2} = \frac{1}{2} + \frac{c_{m2}}{u_2 \cdot 2} \cdot \cot g(\beta_2) \quad (6.16)$$

Dle vztahu výše (6.15) je odezva oběžného kola hydrodynamického stroje (čerpadla) funkcí geometrické veličiny β_2 , a dále také kinematické charakteristiky $\left(\frac{c_{m2}}{u_2}\right)$. S nárůstem této hodnoty $\left(\frac{c_{m2}}{u_2}\right)$ narůstá také nejen hodnota určité hltnosti (neboli rychloběžnosti), ale také odezva oběžného kola. Jde tedy o nárůst podílu tlakové energie na újmu energie kinematické. Se zvyšující se velikostí úhlu β_2 odezva oběžného kola nabývá klesajících hodnot (Obr. 6.5). Za radiálního výstupu média z oběžného kola je velikost $r = 0,5$. Odezva oběžného kola je

mírou hydrodynamické síly v axiálním směru, kterou způsobuje kapalina na rotor hydrodynamického stroje.



Obr. 6.5 Účinek výstupního úhlu lopatky na tvar kanálu [4]

Teoretická charakteristika pro určitý počet lopatek oběžného kola $Y_t = f(Q)$ vznikne úpravou charakteristiky $Y_{t\infty} = f(Q)$. Podíl velikostí měrných energií $Y_{t\infty}$ a Y_t za užití příslušných vztahů (6.17), (6.18) a (6.19) je dán vztah (6.20):

$$Y = \eta_h \cdot Y_t = \eta_h \cdot u_2 \cdot c_{u2} \quad (6.17)$$

$$\frac{Y_{\infty}}{Y} = \frac{c_{u2\infty}}{c_{u2}} = 1 + p \quad (6.18)$$

$$Y = \frac{Y_{\infty}}{1 + p} = \frac{\eta_h}{1 + p} \cdot Y_{t\infty} \quad (6.19)$$

$$\frac{Y_{t\infty}}{Y_t} = \frac{Y_{\infty}}{Y_t \cdot \eta_h} = \frac{Y_{\infty}}{Y} = 1 + p \quad (6.20)$$

Přičemž Y_t je rovno:

$$Y_t = \frac{Y_{t\infty}}{1 + p} \quad (6.21)$$

Teoretická charakteristika pro určitý počet lopatek je zmenšena vzhledem k charakteristice závěrečného počtu lopatek (znázorněno na obrázku 6.2)

Skutečná charakteristika $Y = f(Q)$ je odlišná od teoretické charakteristiky a vyznačuje se odchylkou, která je způsobena ztrátami.

Z obrázku (Obr. 6.2) je patrné, že pro lopatky zahnuté směrem dozadu je znázorněno snížení primárních parametrů čerpadla vlivem hydraulických ztrát (vyznačeno šrafovanou oblastí). Minimální množství ztrát je odpovídající pro optimální chod čerpadla. Jak již bylo zmíněno, skutečná charakteristika je jiná oproti teoretické (jinak Eulerovy přímky), hlavně vlivem velikostí prostoru kanálů kola (jinak rychloběžností oběžného kola). Tento poznatek je

vidět v příloze 1. Ztráty v hydraulickém stroji mohou být průtokové nebo místní a případně rázové.

Průtokové ztráty pro turbulentní ztráty jsou dány vztahem (6.21):

$$Y_z = \lambda \cdot \frac{l}{r_h} \cdot \frac{c^2}{2} = K \cdot Q^2 \quad (6.21)$$

Místní ztráty pro turbulentní ztráty jsou dány například vztahem (6.21):

$$Y_z = \xi \cdot \frac{c^2}{2} \quad (6.22)$$

Rázové ztráty v oblasti vstupu do oběžného kola mohou být definovány například vztahem:

$$Y_{zr1} = \xi_1 \cdot \frac{w_{r1}^2}{2} \sim \xi_1 \cdot (Q - Q_b)^2 \quad (6.23)$$

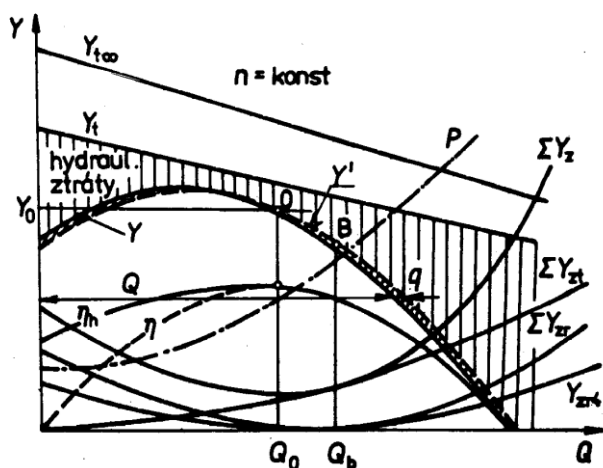
Rázové ztráty v oblasti vstupu do rozváděcích lopatek mohou být definovány například vztahem:

$$Y_{zr4} = \xi_4 \cdot \frac{c_{r1}^2}{2} \sim \xi_4 \cdot (Q - Q_b)^2 \quad (6.24)$$

V následujícím obrázku (Obr. 6.5) je znázorněna bilance hydraulických ztrát v hydrodynamickém stroji (čerpadle). Celkové průtokové třecí ztráty jsou zde zobrazeny

v součtu pro celý hydrodynamický stroj (čerpadlo) hodnotou $\sum Y_{zt}$, ztráty rázové v jednotlivé poloze Y_{zr4} a součtové hodnotě $\sum Y_{zr}$. Celková rázová vstupní ztráta, která je vstupující do oběžného kola je dána vztahem

$$Y_{zr1} = \sum Y_{zr} - Y_{zr4} \quad (6.25)$$



Obr. 6.6 Reálná charakteristika pro radiální HD čerpadlo [4]

Všechny hydraulické ztráty v čerpadle udává vztah (6.26).

$$\sum Y_z = \sum Y_{zt} + \sum Y_{zr} \quad (6.26)$$

Výslednou hodnotu, pro veškeré ztráty v čerpadle, bude potřeba dát do rozdílu s měrnou energií čerpadla Y_t . Po odečtení veškerých ztrát v čerpadle od měrné energie bude získáno $Y' = f(Q)$, a to bude nedaleko odpovídat skutečné charakteristice čerpadla $Y = f(Q)$.

Teoretická charakteristika čerpadla je charakteristická souvislou mírou rovnováhy poměru $\frac{dQ}{dY} = konst < 0$. Hydraulické ztráty u skutečné charakteristiky čerpadla mají za následek zvýšení rovnováhy pro oblast $Q > Q_o$ a snížení rovnováhy chodu čerpadla pro oblast $Q < Q_o$. Snížení rovnováhy hlavně zasahuje do oblasti na vrubu vstupní ztráty do rozvodných lopatek (viz Obr. 6.6).

Charakteristiky jsou od sebe rozdílné jen vnitřními průsaky čerpaného média, jelikož určité množství kapaliny se na výstupu z oběžného kola vrací zpět mezi sacím diskem a tělesem čerpadla zpátky do oblasti sací. Pro výslednou skutečnou charakteristiku je postačující pouze charakteristiku $Y' = f(Q)$ posunout o hodnotu průsaku q směrem k menšímu průtoku. Tímto krokem bude získáno $Y = f(Q)$, viz (Obr. 6.6). Průsaky, které jsou vnějšího charakteru, a to především kolem hřídele čerpadla, jsou v mnoha případech zanedbatelné.

Příkon hydrodynamického stroje (čerpadla) je závislý na primárních parametrech a vychází ze vztahu pro celkovou účinnost stroje. Ten je definován vztahem (6.28).

$$\eta_m = \frac{P_u}{P} = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{2 \cdot \pi \cdot M \cdot n} \quad (6.27)$$

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (6.28)$$

$$P = \frac{P_h}{\eta_m} = \frac{P_u}{\eta} \quad (6.29)$$

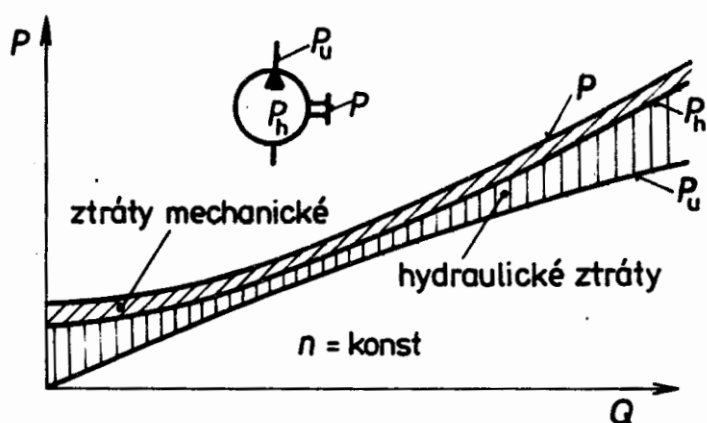
Z rovnice (6.29) plyne $P > P_h > P_u$. Pro radiální čerpadlo je dle tohoto vztahu znázorněna charakteristika $P = f(Q)$ (viz (Obr. 6.6) a (Obr. 6.7)). Mechanické ztráty za konstantních

otáček n lze považovat za stálé, dle vztahu pro diskové mechanické ztráty (6.30) a příkonu při ztrátách v ložisku (6.31).

$$P_d = K \cdot \rho \cdot u_2^3 \cdot D_2^2 = K \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5 \quad (6.30)$$

$$P_{f2} = P_{f1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^{1,45} \quad (6.31)$$

Hydraulické ztráty mají podstatné prosazení ve ztrátách rázových, a to za pracovních stavů, které se odvracejí od bezrázového průtoku. Ve ztrátách hydraulických je obsažena složka pro objemové ztráty, avšak nemají zásadní vliv na průběh P_h . Ztráty hydraulické za hodnoty průtoku blížího se k nule ($Q \rightarrow 0$) rostou a jsou způsobeny nejen rázovými



Obr. 6.7 Charakteristika příkonu odstředivého čerpadla [4]

ztrátami, ale také působením sekundárního (jinak také zpětného) proudění média v oběžném kole hydrodynamického stroje (čerpadla). Za nulového průtoku ($Q = 0$) je také i užitečný výkon roven nule $P_u = 0$ a čerpadlo je v pracovním stavu jako hydraulická brzda. Tento jev je velice nepříznivý, neboť

přivedená energie je transformována v energii tepelnou. Tím se stroj

zahřívá a je ohrožena bezpečnost chodu stroje. Související rozměry jednotlivých ztrát jsou hlavně závislé na typu oběžného kola čerpadla. Nárůst rychloběžnosti vykazuje nárůst příkonu čerpadla při nulové hodnotě průtoku $Q = 0$ (hlavním faktorem způsobující tento jev je sekundární proudění média). Uvádění do chodu čerpadel, u kterých dána vyšší hodnota výkonu, je prováděno při minimálním vstupním příkonu (U radiálních za nulového průtoku $Q = 0$, a u axiálních při vyšších hodnotách průtoku, než je optimální hodnota).

7 Úplná charakteristika hydrodynamického stroje

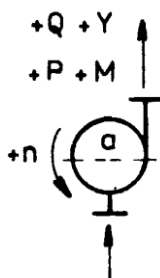
Při ohledu na čerpadla jsou podstatné nejen hlavní parametry průtoku Q a energie Y , ale i hodnoty přičlenění, jako je moment M , otáčky n (nebo jejich sloučenou hodnotou). Příkon se vypočítá dle vztahu (7.1). Dále pak vztah účinnosti, kde je vztah hydraulického výkonu P_h podělený příkonem P . Tím bude získán vztah (6.27).

$$P = M \cdot \omega = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n \quad (7.1)$$

Provozní stavy hydrodynamického stroje (čerpadla) mají rozsáhlou variabilitu. Hodnocení těchto stavů vychází ze základních parametrů, jak již bylo zmíněno (Moment M , příkon P , otáčky n , průtok Q a měrná energie Y). Je zavedena dohoda, která určuje znaménka parametrů pro úplnou charakteristiku hydrodynamického stroje (čerpadla). Hodnoty nabývající kladných hodnot zmíněných parametrů jsou přiřazeny pro normální čerpací provoz (Obr. 7.1). Záporně nabývající hodnoty se vztahují pro inverzní (jinak opačný) smysl daného parametru. Je třeba vzít v úvahu zřetel na znaménka odvozených parametrů momentu M a příkonu P , které jsou závislé na znaménku základních parametrů průtoku Q , měrné energie Y a otáček n .

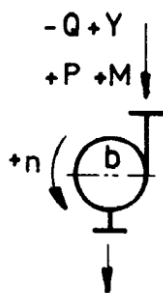
$$\begin{array}{lll} +P \sim (+Q) \cdot (+Y) & \text{nebo} & +P \sim (-Q) \cdot (-Y) \\ +M \sim \frac{+P}{+n} & \text{nebo} & \frac{-P}{-n} \\ -M \sim \frac{+P}{-n} & \text{nebo} & \frac{-P}{+n} \end{array} \quad (7.2)$$

Vesměř se mohou během provozu hydrodynamického stroje objevit dále uvedené stavy, stanovující jednotlivé pracovní oblasti úplné charakteristiky hydrodynamického stroje (čerpadla).



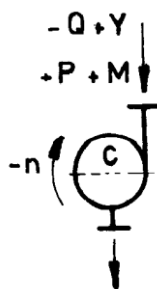
Obr. 7.1 Schéma normálního provozu čerpadla [3]

7.1 Chod čerpadla za normálního provozu (Obr. 7.1) nastane tehdy, pokud parametry pro průtok Q , měrnou energii Y , otáčky n , příkon P i moment M nabývají kladných hodnot.



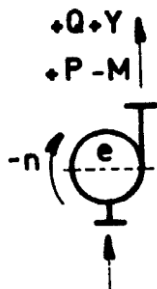
Obr. 7.2 Schéma brzdícího provozu čerpadla - Q [3]

7.2 Chod čerpadla za brzdícího stavu (Obr 7.2) nastane tehdy, pokud parametry pro měrnou energii Y , otáčky n , příkon P i moment M nabývají kladných hodnot a průtok Q nabývá záporné hodnoty. Tento provozní stav nastane za předpokladu, je-li hodnota měrné energie čerpadla menší v porovnání s hodnotou statické měrné energie daného systému Y_{st} . Energie je přenesena v teplo a jde o brzdový provoz.



Obr. 7.3 Schéma turbínového provozu čerpadla [3]

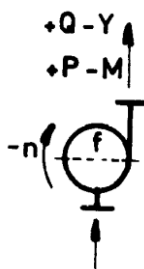
7.3 Chod čerpadla za turbínového stavu (normální turbínový provoz čerpadla) dle obrázku (Obr 7.3) nastane tehdy, pokud parametry pro měrnou energii Y , moment M i příkon P nabývají kladných hodnot, průtok Q a otáčky n nabývají záporných hodnot.



Obr. 7.4 Schéma čerpadlového provozu s opačnými otáčkami čerpadla [3]

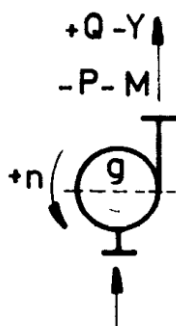
7.4 Chod čerpadla za čerpadlového stavu s opačnými otáčkami (Obr. 7.4) nastane tehdy, pokud parametry pro měrnou energii Y , příkon P a průtok Q nabývají kladných hodnot,

otáčky n a moment M nabývají záporných hodnot. Trvá až po nulovou hodnotu měrné energie $Y = 0$.



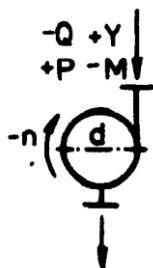
Obr. 7.5 Schéma čerpadla za brzdného provozu $+Q$ [3]

7.5 Chod čerpadla za brzdného stavu (Obr. 7.5) nastane tehdy, pokud parametry pro příkon P a průtok Q nabývají kladných hodnot, měrná energie Y , moment M a otáčky n nabývají záporných hodnot. Jde o normální průtok při opačném smyslu otáčení rotoru čerpadla při působení větší energie v oblasti sacího hrdla oproti oblasti ve výtlačném hrdlu. Oběžné kolo tím brzdí určitý průtok čerpadlem.



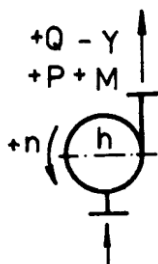
Obr. 7.6 Schéma opačného turbínového provozu čerpadla [3]

7.6 Chod čerpadla za opačného turbínového stavu (Obr. 7.6) nastane tehdy, pokud parametry pro průtok Q a otáčky n nabývají kladných hodnot a měrná energie Y , moment M a příkon P nabývají záporných hodnot.



Obr. 7.7 Schéma disipačního provozu čerpadla [3]

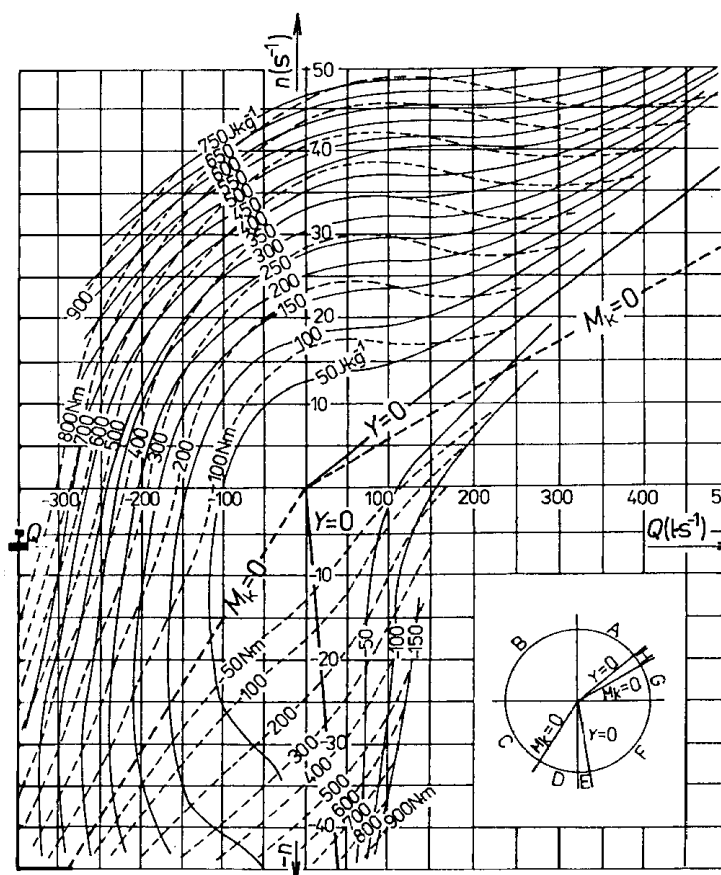
7.7 Chod čerpadla za disipačního stavu (Obr. 7.7) nastane tehdy, pokud parametry pro příkon P a měrnou energii Y nabývají kladných hodnot, průtok Q , moment M a otáčky n nabývají záporných hodnot. Jedná se o lokaci mezi průběžným turbínovým chodem, kdy moment je roven nule ($M = 0$) a počátkem čerpadlového chodu při otáčkách inverzního (jinak opačného) smyslu otáčení. Kladný příkon P ovšem pokrývá ztráty v čerpadle.



Obr. 7.8 Schéma opačného disipačního provozu čerpadla [3]

7.8 Chod čerpadla za opačného disipačního stavu (Obr. 7.8) nastane tehdy, pokud parametry pro příkon P , průtok Q , moment M a otáčky n nabývají kladných hodnot, měrná

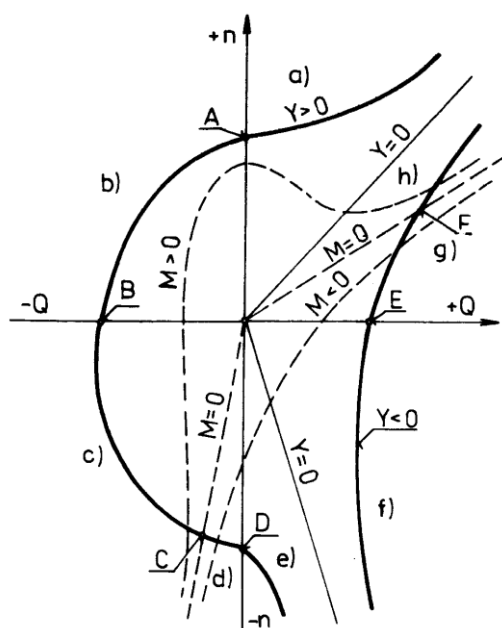
energie Y nabývá záporné hodnoty. Jde o oblast mezi průběžným stavem obráceného turbínového provozu čerpadla při momentu, který je roven $M = 0$ a začátkem normálního čerpacího chodu při kladných otáčkách n a měrnou energií, která je rovna nule $Y = 0$. Dodaná energie pokrývá ztráty v čerpadle.



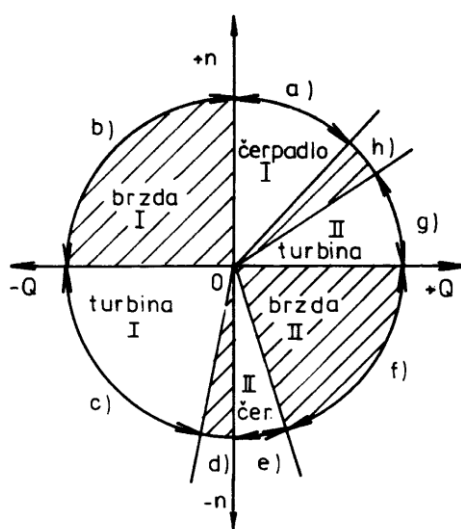
Obr. 7.9 Úplná charakteristika pro diagonální čerpadlo – kruhový diagram [1]

Úplná charakteristika graficky zaznamenává zmíněné parametry v přechodech $\geq 0 \leq$ převážně plošně tak, že do souřadných os grafu se vynesou parametry průtoku Q a energie Y , to je $Q-Y$, případně častěji se setkáme s případem, kdy na

souřadnicové osy jsou vyneseny kinematické parametry průtoku Q a otáček n , to je Q - n . Ostatní parametry se vynášejí parametricky do všeobecné charakteristiky. Dalším způsobem je takzvaný způsob, který je ve tvaru kruhového diagramu (Obr. 7.9), který poskytuje kompletnější ucelený obraz vykazující možnosti různých provozních stavů stroje. Nevýhodou kruhového diagramu je nejen jeho kompletnost, kdy je v grafu mnoho křivek a graf se stává náročným na přehlednost, ale také je dosti finančně i časově náročné graf získat. Nejdůležitější souvislosti daných parametrů kruhového diagramu jsou kvalitně zobrazeny na následujícím obrázku (Obr. 7.10).



Obr. 7.10 Úplná charakteristika HD čerpadla v souřadnicích $Q - n$ [3]



Obr. 7.11 Schéma provozních oblastí HD čerpadla – kruhový diagram [3]

V úplné charakteristice je zahrnuto 8 polí lišících se provozních stavů čerpadla. Jedná se o pole a) až h). Při pohledu na kruhový diagram jsou oblasti a), c), e), g) energeticky aktivní a dále ostatní oblasti b), d), f), h) jsou energeticky disipační (brzděné) a v obrázku jsou tato pole vyšrafována (Obr. 7.11). V grafu jsou to pole I. a II. Čerpadlového, brzdového a nakonec turbínového provozu projevující jistou symetrii (Obr. 7.11). Velikost daných oblastí je hlavně závislá na typu oběžného kola a rychloběžnosti hydrodynamického stroje (čerpadla).

Pozorujeme-li na obrázku (Obr. 7.10) křivku pro energii Y , kdy je rovna konstantní hodnotě, tak se dojde k závěru, že oběžné kolo pro odstředivé čerpadlo proniká následujícími energetickými stavy, které jsou aktivní. Terminologie dle [1] a [3].

| | |
|----------------------------------|-----------|
| Odstředivé čerpadlo | – pole a) |
| Dostředivá Francisova turbína | – pole c) |
| Dostředivé čerpadlo | – pole e) |
| Odstředivá Fourneyronová turbína | – pole g) |

Charakteristické body (jinak stavy) za chodu stroje na dané křivce pro konstantní hodnotu měrné energie ($Y = \text{konstantní}$) jsou v obrázku (Obr. 7.10) znázorněny takto:

A – Tlakový rovnovážný stav, který je na zpětné klapce v oblasti výtlaku čerpadla, kdy $Y = Y_{st}$. Otáčky stroje, které jsou rovny hodnotě otáček skonu průtoku, odpovídají hodnotě nulového průtoku $Q = 0$.

B – Rozmezí brzdícího i turbínového chodu, kdy rotor čerpadla byl zastaven při nulových otáčkách a médium volně protéká čerpadlem za hodnoty $P_h = 0$.

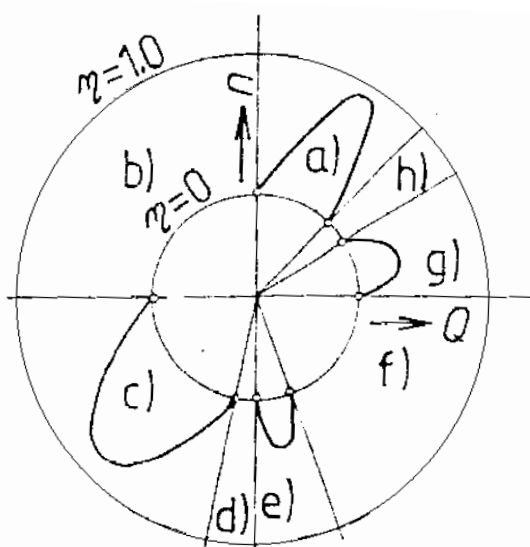
C – Plynulé otáčky nezatíženého čerpadla za turbínového provozu, kdy hodnota momentu je rovna nule ($M = 0$) a hydraulickým strojem volně protéká médium, když $P_h = 0$.

D – Shodný s bodem A za inverzního smyslu otáček rotoru daného stroje (v našem případě čerpadla).

E – Shodný s bodem B za inverzního směru průtoku.

F – Shodný s bodem C. Plynulé otáčky sekundárního turbínového provozu stroje (čerpadla).

Provozně nejvýznamnější částí v čerpací technice je část kvadrantu označena a), kde



je hranice pro měrnou energii $Y = 0$, která určuje lineární závislost průtoku jako funkci otáček $Q = f(n)$, která odpovídá podobným (jinak afinním) provozním stavům čerpadla. Další provozní oblasti jsou důležité například za havarijního stavu čerpadla (bývá tomu například u oběžných čerpadel v první oblasti jaderných elektráren) a při požadavku na reverzibilitu předání energie v čerpadle (jako například u čerpadlových turbín).

Obr. 7.12 Polární diagram účinnosti pro úplnou charakteristiku $Q-n$ [1]

Z tohoto plyne, že úplná charakteristika čerpadla se využije při studiu nestacionárních

změn v hydraulických systémech. Při pohledu na přenos měrné energie je u energeticky aktivního provozního stavu úplné charakteristiky čerpadla významný proces účinnosti η , případně také kavitačního součinitele σ .

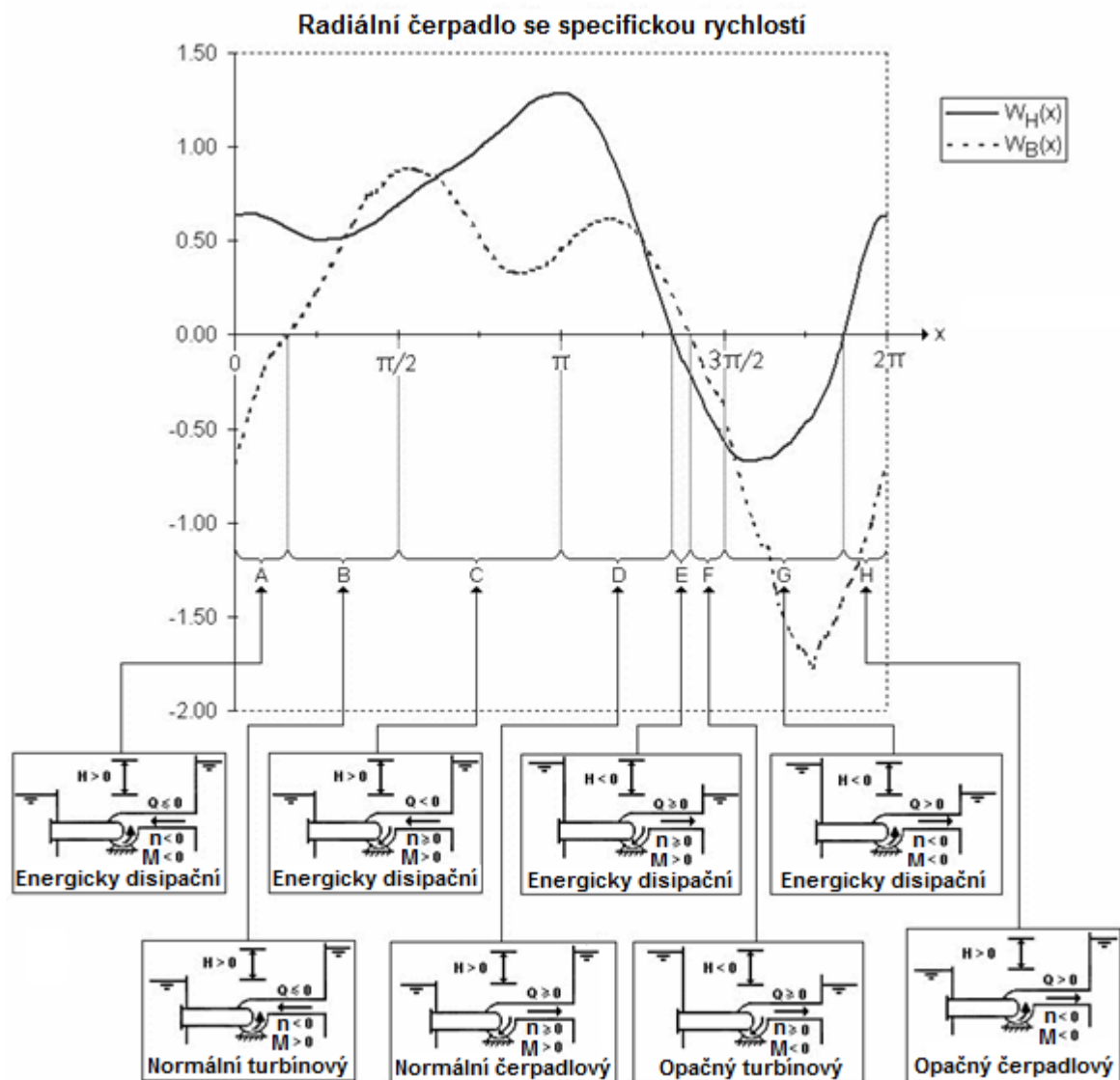
Z tohoto hlediska se setkáme v kruhových diagramech s údaji o těchto ukazatelích. Z obrázku (Obr. 7.12) je zobrazen průběh účinnosti hydrodynamického stroje (čerpadla) v polárních souřadnicích daných v energeticky aktivních místech úplné charakteristiky hydrodynamického stroje (čerpadla). Z obrázku (Obr. 7.12) je viditelná vysoká účinnost hydrodynamického stroje (čerpadla) v turbínové oblasti označenou c). Této znalosti se v praxi využívá například při konstrukci čerpadlových turbín.

Dalším způsobem pro zobrazení úplné charakteristiky hydrodynamického stroje je použití Suterových křivek, které vyobrazují veškeré provozní stavy hydrodynamického stroje. V obrázku (Obr. 7.13) je vyobrazený příklad Suterových křivek s možnými provozními stavy hydrodynamického stroje.

Křivky ukazují velikost výšky na průtoku (WH) a velikost točivého momentu na průtoku (WB) pro hydrodynamická čerpadla, kde podmínky pro průtok, tlak, otáčky a točivý moment jsou vyjádřeny bezrozměrně, a to jako podíl jmenovitých hodnot (hodnoty v místě nejlepší účinnosti).

Zpravidla není obtížné získat křivku v pozitivním kvadrantu. V tomto kvadrantu jsou parametry pozitivní (jinak kladné). Ovšem, je-li třeba modelovat chování hydrodynamického stroje (čerpadla) v daných stavech, je zapotřebí vzít v potaz všechny čtyři kvadranty. Jinak řečeno všechny pozitivní i negativní hodnoty. Získávání informací o stavech ve všech kvadrantech je náročné a časově zdlouhavé. Obvykle i někteří výrobci čerpadel nemají tyto veškeré údaje o čerpadlech.

Suterův diagram je složen ze dvou základních křivek. První je znázorněna plnou čarou a jde o výškovou křivku (WH). Druhá je přerušovaná a je dána točivým momentem (WB).



Obr. 7.13 Úplná charakteristika pro radiální čerpadlo za daných otáček (Sutterovy křivky), graf z literatury [10]. Přeložen.

WB Charakteristika otáčivého momentu na průtoku

WH Charakteristika výšky na velikosti průtoku

Provozní stavy v diagramu (odkazující se na již zmíněné provozní stavy):

| | | | |
|-------------------------|-----------|-------------------------|-----------|
| A – Energicky disipační | (viz 7.7) | E – Energicky disipační | (viz 7.8) |
| B – Normální turbínový | (viz 7.3) | F – Opačný turbínový | (viz 7.6) |
| C – Energicky disipační | (viz 7.2) | G – Energicky disipační | (viz 7.5) |
| D – Normální čerpadlový | (viz 7.1) | H – Opačný čerpadlový | (viz 7.4) |

Za přechodového průtoku může u čerpadla nastat k převrácení průtoku daným čerpadlem, dále může dojít ke změně rychlosti otáčení, případně obojího. Výška i velikost krouticího momentu může nabývat záporných hodnot za přechodové oblasti. Z tohoto důvodu je pro přesné modelace (simulace) hydrodynamického čerpadla znát i další údaje o výkonu. Ty by měly zahrnovat oblasti abnormálního provozu. Suterova křivka tedy po grafické stránce zahrnuje všechny provozní stavy hydrodynamického stroje (čerpadla). Kompletní Suterova křivka zahrnuje všechny čtyři kvadranty v rozmezí úhlu $0 - 2 \cdot \pi$. Z obrázku je dále vidět, že existuje osm možných provozních stavů čerpadla. Čtyři stavy se vyskytují za normálního chodu a další čtyři stavy se vyskytují za abnormálního chodu. Za průběhu přechodného chodu může do provozu čerpadla zasáhnout většina (případně všechny) v závislosti na příslušných okolnostech. Ovšem ne veškeré manufaktury mohou dát celou řadu Suterovy křivky. V mnoha případech je možno získat jen informace za normálního provozního stavu (jedná se o pásmo – provozní oblast D). Pro účel simulace lze použít dvě křivky, které lze matematicky popsat vztahy (7.7) a (7.8) vycházejících z bezrozměrných poměrů se jmenovitými hodnotami:

$$\alpha = \frac{n}{n_{opt}} \quad (7.3)$$

$$v = \frac{Q}{Q_{opt}} \quad (7.4)$$

$$h = \frac{H}{H_{opt}} \quad (7.5)$$

$$\beta = \frac{M}{M_{opt}} \quad (7.6)$$

Křivku pro moment W_B charakterizuje rovnice:

$$W_B(x) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \quad (7.7)$$

Křivku pro výšku W_H lze popsat rovnicí:

$$W_H(x) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2} \quad (7.8)$$

Okamžitá hodnota x bude ve tvaru:

$$x = \pi + \arctan \frac{v}{\alpha} \quad (7.9)$$

Dále platí:

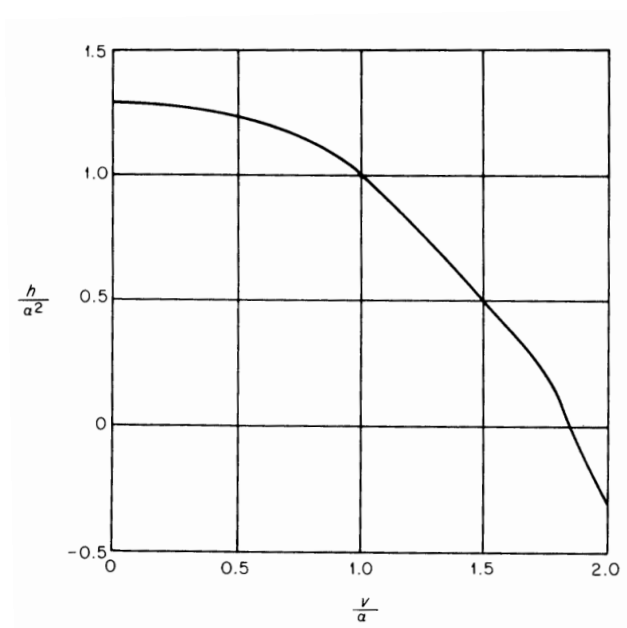
$$\frac{h}{\alpha^2} = \text{konstantní} \quad (7.10)$$

$$\frac{v}{\alpha} = \text{konstantní} \quad (7.11)$$

Výtlačná výška pro daný hydrodynamický stroj je charakterizována podle vztahu (7.10) a vznesena do grafu vzhledem ke vztahu (7.11) dle obrázku (Obr. 7.13). Znázorněna křivka je dána pro všechny rychlosti v v normálním směru, za předpokladu stejného (normálního) směru průtoku v čerpacím místě. V modelu pro výpadek napájení hydrodynamického stroje je vyhrazena frekvence otáčení. Pro malý poměr rychlosti α , dle vztahu (7.3), je výsledná křivka nedostatečná. Z tohoto důvodu jsou vyvozeny další vztahy (7.12) a (7.13).

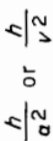
$$\frac{h}{v^2} = \text{konstantní} \quad (7.12)$$

$$\frac{\alpha}{v} = \text{konstantní} \quad (7.13)$$



Obr. 7.14 Bezrozměrná charakteristika čerpadla za normálních podmínek [7]

v závislosti na (7.11) a (7.13).



normální práce čerpadla [7]

je vztahující se k poměru $\frac{v}{\alpha}$.

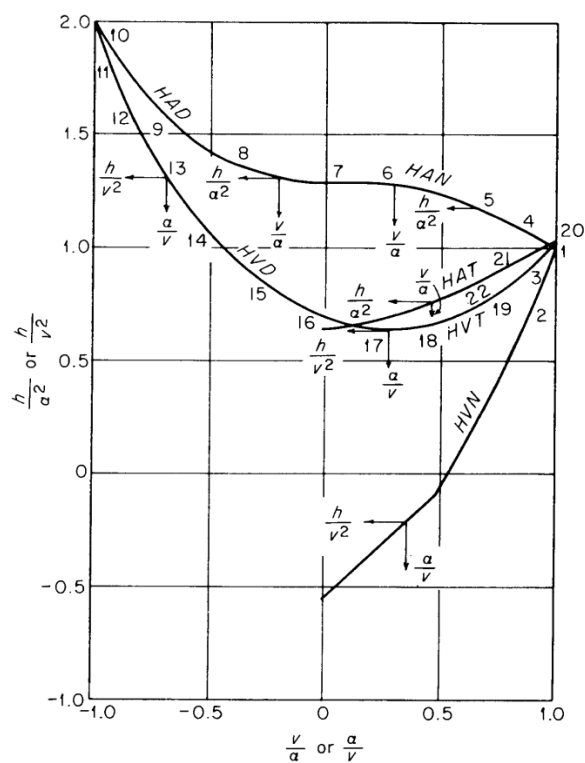
výšce a velikosti v^2 pro normální pracovní oblasti
a je zobrazená až do nulové hodnoty v . Na základě
těchto poznatků je zde uvedena ukázka

výšce a velikosti α^2 v energeticky disipační pracovní oblasti.

výšce a velikosti v^2 pro energeticky disipační
pracovní oblasti

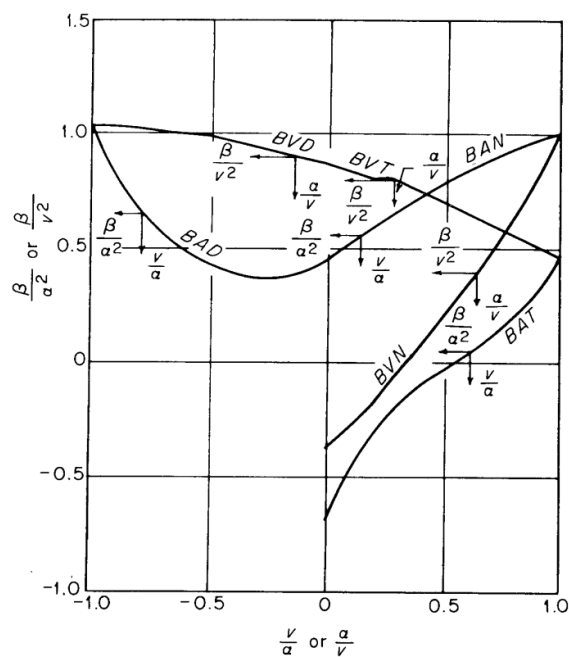
oblasti.

oblasti.



Obr. 7.16 Úplná charakteristika parametrů h , a a v pro hydrodynamické čerpadlo při daných otáčkách ($N_s = 1,800$) [7].

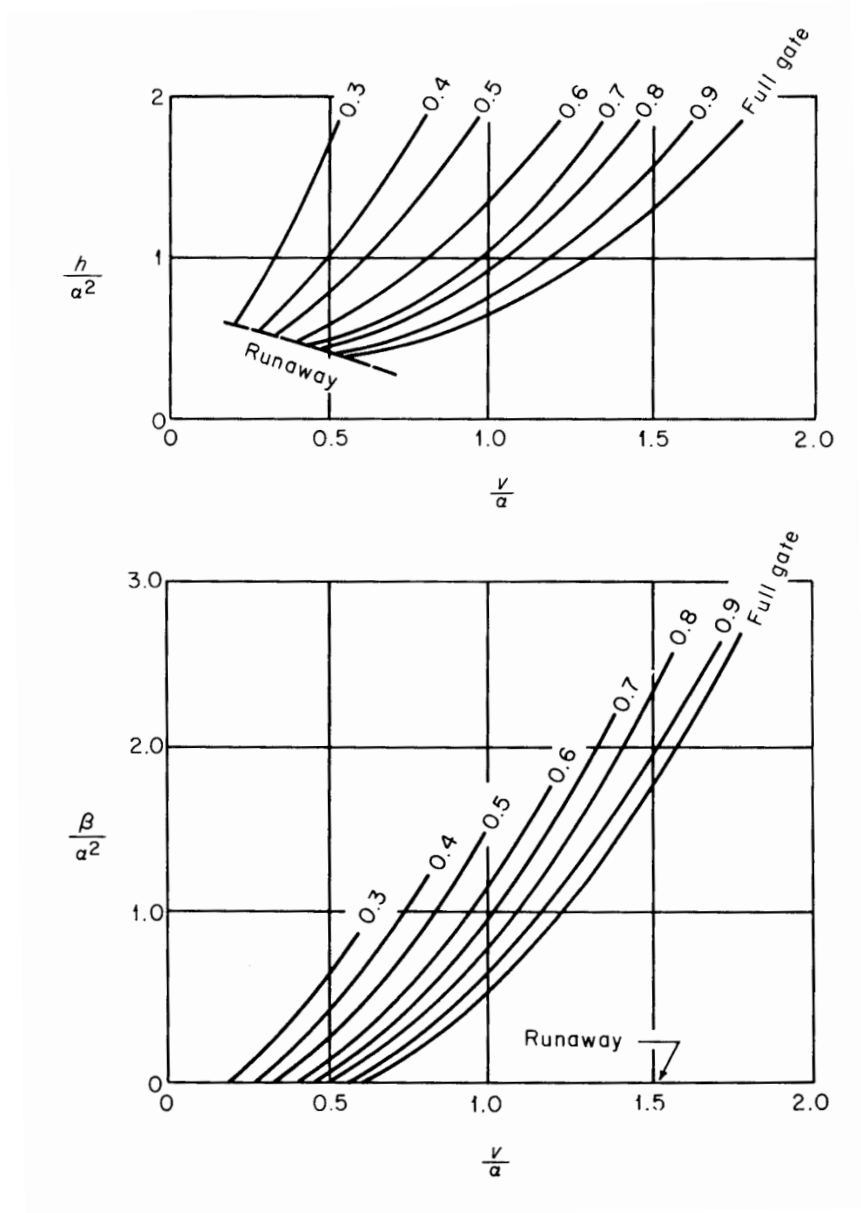
Na tomto základu je postavena i momentová charakteristika, která je zobrazena v následujícím obrázku (Obr. 7.17). Charakteristika je také dle $N_s = 1,800$ [rpm], [7].



Obr. 7.17 Úplná bezrozměrná momentová charakteristika HD stroje [7]

Některé výkonové křivky pro turbíny jsou vyobrazeny na obrázku (Obr. 7.18), kde jsou uvedeny pro různé velikosti otevření. Nastane-li stav, kdy turbína během provozu ztratí své zatížení pro jmenovité podmínky, pak se otvory budou uzavírat, dle velikosti známého zatížení v čase. Provozní body jsou v grafu dány dle (7.14).

$$\frac{v}{\alpha} = \frac{h}{\alpha^2} = \frac{\beta}{\alpha^2} = 1 \quad (7.14)$$



Obr. 7.18 Typické výkonové křivky pro turbíny za různého otevření [7].

Jednotkové hodnoty pro turbíny vycházejí z přepočítaných hodnot pro velikost spádu a průměru na velikost 1 m. Jednotkové hodnoty jsou charakteristické pro daný typ turbíny. Jednotkové hodnoty jsou také velice vhodné pro grafické vykreslení chování turbín. Na základě tohoto pozorování je vytvořena úplná charakteristika pro čerpadlové turbíny ($Q - n$). Aby bylo možné tyto hodnoty dále aplikovat pro další hydrodynamicky podobné stroje, jsou hodnoty vynášeny v jednotkových parametrech, jak je zmíněno v [1] odkazující se na [8]. Nechleba [12] také uvádí podobné vztahy jen s tím rozdílem, že místo velikosti měrné energie je ve vztazích dosazena velikost spádové výšky.

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{Y}} \quad (7.15)$$

$$n_{11} = \frac{n}{D \cdot \sqrt{Y}} \quad (7.16)$$

Vztahy (7.15) a (7.16) jsou potřebné pro přepočet daných parametrů ze všeobecné charakteristiky ($Q_{11} - n_{11}$) na shodný stroj. Ze vztahů potom vyplývá:

$$Q = Q_{11} \cdot D^2 \cdot \sqrt{Y} \quad (7.17)$$

$$n = n_{11} \cdot D \cdot \sqrt{Y} \quad (7.18)$$

Hodnoty pro Y a Q představují hodnoty shodného stroje.

Vztahy (7.15) a (7.16) dále určují rychloběžnost pro daný stroj:

$$n_b = n_{11} \cdot \sqrt{Q_{11}} \quad (7.19)$$

Moment na hřídeli má obecný tvar dle vztahu (7.20):

$$M_{11} = \frac{M}{(\rho \cdot D^3 \cdot Y)} \quad (7.20)$$

Moment pro shodný stroj se vypočte dle vztahu (7.21):

$$M = M_{11} \cdot (\rho \cdot D^3 \cdot Y) \quad (7.21)$$

Vztahy (7.16) a (7.20) jsou zásadní pro určení výkonu, který se určí za brždění turbínového provozu. Vztah pro výkon je tedy:

$$P_{11} = M_{11} \cdot n_{11} \quad (7.22)$$

Možno také zapsat ve tvaru:

$$P_{11} = Q_{11} \cdot Y_{11} \cdot \eta_{11} \quad (7.23)$$

Neboť za předpokladu $Y_{11} = 1$ dále platí:

$$P_{11} = Q_{11} \cdot \eta_{11} \quad (7.24)$$

Za sloučení vztahů (7.22) a (7.24) bude získána rovnost:

$$M_{11} \cdot n_{11} = Q_{11} \cdot \eta_{11} \quad (7.25)$$

Ze vztahu (7.25), který je vztahující se k univerzální charakteristice lze vyjádřit moment (7.26):

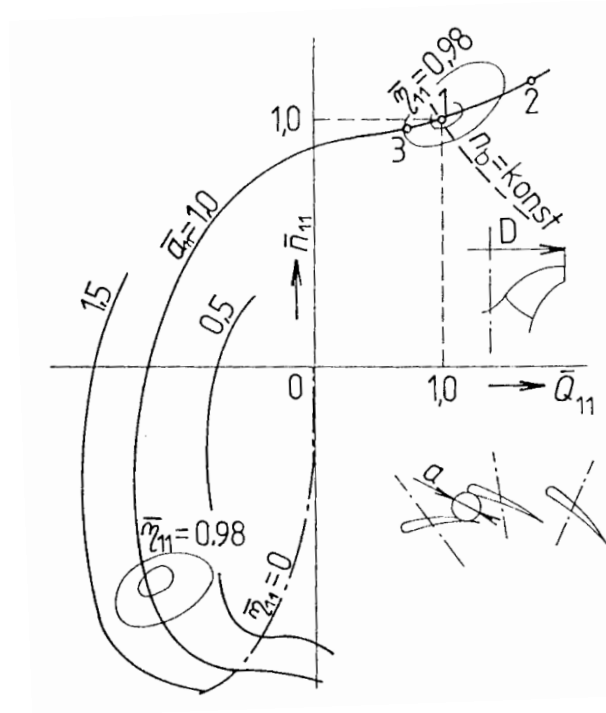
$$M_{11} = \frac{Q_{11} \cdot \eta_{11}}{n_{11}} \quad (7.26)$$

Za brzdění turbínového chodu je dle vztahu (7.22) velikost výkonu $P_{11} = 0$, a to za velikosti otáček $n_{11} = 0$. Jde o oblast, která je mezi turbínovým a brzdovým chodem. Možno také při nulové hodnotě momentu $M_{11} = 0$ dosáhnout maximálních otáček za turbínového chodu. Pro oba případy platí, že hodnota účinnosti je nulová $\eta_{11} = 0$. Účinnost se jinak dále přepočítává dle vztahů polyempirických.

Úplná charakteristika u čerpadlové turbíny zachytává odezvy daného stroje. Tato charakteristika bude získána za sloučení charakteristik pro čerpadla a turbíny. Příklad takové charakteristiky je znázorněn na obrázku (Obr. 7.19). Parametry, jako je průtok Q_{11} a otáčky n_{11} , jsou v obrázku znázorněny jako poměrné a zároveň jsou platné pro optimální čerpadlový chod. Pro čerpadlový chod jsou zde kladné hodnoty průtoku a otáček.

$$\overline{Q_{11}} = \frac{Q_{11}}{(Q_{11})_{opt}} \quad (7.27)$$

$$\overline{n_{11}} = \frac{n_{11}}{(n_{11})_{opt}} \quad (7.28)$$



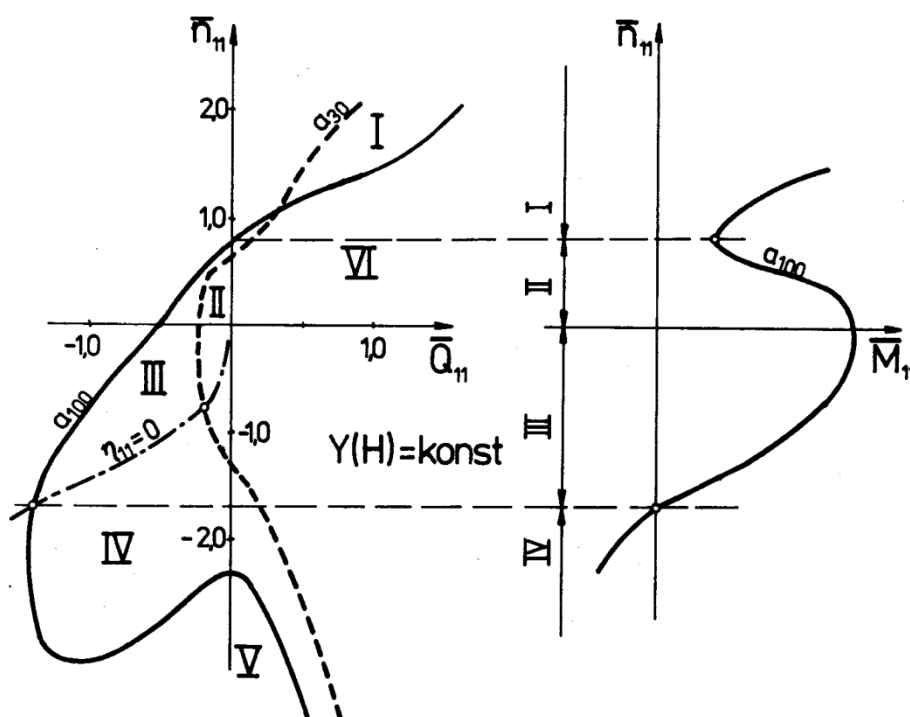
Obr. 7.19 Schéma úplné charakteristiky čerpadlové turbíny [1]

Na schématu (Obr. 7.19) je možno vidět i postupy hodnot, které jsou konstantního charakteru, jak je tomu například u měrné energie Y . Dále velikost spádové výšky H za konstantního otevření rozváděče. Rozměr otevření rozváděče je dán dle jeho světlosti kanálu v oblasti výstupu a . Tato skutečnost je dána poměrem:

$$\bar{a} = \frac{a}{a_{100}} \quad (7.29)$$

Ve vztahu (7.29) představuje jmenovatel velikost otevření rozváděče za maximálního výkonu turbíny. Za čerpadlového provozu rozváděč neplní úlohu řízení, a proto chod probíhá za jeho plného otevření, kdy je roven hodnotě $\bar{a} = 1$. Z hlediska výkonu turbíny je však velikost otevření tohoto rozváděče důležitá a plní řídicí účinek. Vztahy (7.15) a (7.16) jsou důležité při pohledu na provozní stavy za čerpadlového chodu, kdy je sledována změna průtoku Q_{11} a otáček n_{11} . V obrázku (7.19) jsou tyto stavy znázorněny 2. a 3. Na turbínový chod má vliv velikost poklesu výšky hladin, a také velikost hydraulických ztrát, které jsou v potrubí $Y_T > Y_{\zeta}$. Uvedená nerovnoměrnost se srovná rozšířením rozváděče (jinak přeotevřením), následně velikost výkonu turbíny lze upravit dle eklektické sítě. V úplné charakteristice jsou zahrnuty i křivky s konstantní velikostí účinnosti nebo charakteristiky doplněny kavitačním součinitelem. V obrázku (7.19) je účinnost vynesena v poměru:

$$\overline{\eta}_{11} = \frac{\eta_{11}}{(\eta_{11})_{\max}} \eta \quad (7.30)$$



Obr. 7.20 Úplná charakteristika pro diagonální čerpadlovou turbínu [4]

I – Čerpadlová oblast

IV – Disipační oblast

II – Brzdová oblast

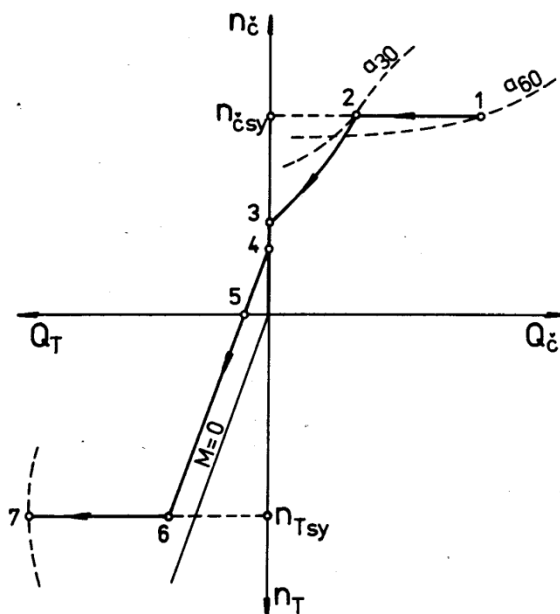
V – Čerpadlová oblast za opačného otáčení

III – Turbínová oblast

VI – Turbínová oblast (jinak odstředivá)

Na obrázku (Obr. 7.20) je vyobrazena úplná charakteristika pro diagonální čerpadlovou turbínu v parametrech $\overline{n}_{11} - \overline{Q}_{11}$, kde kladné hodnoty jsou rovny čerpadlovému chodu. V charakteristice jsou zobrazeny křivky pro konstantní měrnou energii Y , či výšku H , nejen pro celé otevření rozvaděče, ale i pro otevření z třiceti procent. Otáčky za turbínového chodu jsou závislé na velikosti nastavení rozvaděče (jeho otevření). Otáčky u reverzibilní čerpadlové turbíny nabývají nižších hodnot oproti jiným obvyklým turbínám stejného typu. Bude-li porucha stroje, který pracuje v turbínové oblasti, tak může nastat krátkodobý nestabilní chod v disipační oblasti IV. Dále může dojít i čerpání v části V za turbínových otáček. Pokud má turbína možnost přehazování oblasti sání a výtlačku, lze dosáhnout turbínového provozu VI. Nestabilní chod stroje je doprovázen hysterezi, která je nepříznivá pro rozvaděč, ve kterém může způsobit rozkmitání natáčivých lopatek (případně oběžného

kola). Nejobtížnější úlohou je uvedení agregátu z čerpadlového do turbínového chodu. Ve spojitosti s obrázkem (Obr. 7.20) je uveden další obrázek (Obr. 7.21), kde je viditelný přechod z čerpadlového chodu do turbínového chodu.



Obr. 7.21 Přechodová oblast čerpadlové turbíny z čerpadlového turbínového provozu [4]

Na obrázku (Obr. 7.21) představuje bod 1 čerpadlový chod za 60 % otevření rozvaděče. Následně je otevření přivíráno na 30 % za synchronních otáček (bod 2). Za takového zmenšení příkonu bude zařízení odstaveno od přísunu elektrické energie ze sítě. Tím se otáčky začnou zmenšovat až do nulové hodnoty průtoku a rozvaděč bude uzavřen (tento stav vyobrazuje bod 3). Otáčky budou zpomalovat a při dosažení 35 % z původních otáček (vystihuje bod 4) se začne rozvaděč opět otevírat. Začne-li se rozvaděč opět otevírat, dojde k silnému zpomalování rotoru, které je způsobeno vlivem zpětného průtoku. Za dosažení vyšších hodnot otáček dosahuje tření mezi diskem oběžného kola a médiem největšího brzdného efektu. Odporové elektrické brzdění se používá v rozmezí 0,25 až 0,02 synchronních otáček. Blíží-li se otáčky k nulové hodnotě, tak efekt tohoto brždění klesá. Z tohoto důvodu je potom efektivní mechanické brzdění rotoru zařízení. V bodě 5 nastane změna otáčení směru oběžného kola a za postupného otevírání rozvaděče se při určitých otáčkách zařízení napojí na elektrickou síť (vystihuje bod 6). Otevírání rozvaděče narůstá, až do jeho úplného otevření (vystihuje to bod 7) a tento stav již odpovídá žádanému turbínovému chodu. Vícetupňové reverzibilní čerpadlové turbíny se obvykle dělají bez regulačních

rozdávěcích lopatek. Provozní situace jsou pak řízeny kulovým šoupátkem s obtokem v oblasti tlakového potrubí. Opačná změna z turbínového chodu v čerpadlový má opačné pořadí bodů.

8 Užití úplných charakteristik u hydraulických systémů

Úplné charakteristiky jak pro čerpadla, tak i pro potrubí, najdou využití při pozorování proměnných provozních chodech hydraulických systémů. Stav je možno pozorovat oddělené či ve vzájemném porovnávání obou charakteristik. Je-li chod hydraulických systémů dán rychle se měnícími stavy, jako je tomu například u regulačního stavu nebo u protiporuchového zásahu, je do charakteristik zavedený čas, který náleží jednotlivým křivkám jednotlivých provozních chodů v systému jako určitý parametr.

Ustálené porovnání úplné charakteristiky čerpadla a charakteristiky potrubí zobrazí příklad přečerpávání kapaliny mezi nádržemi v obou směrech. Dosahují-li výškové difference v nádržích malých hodnot, lze užít axiální čerpadlo, které je charakteristické tím, že za symetrické konstrukce hydraulické oblasti dovoluje i shodné čerpání média pro oba směry průtoku. Pro dosažení změny obráceného chodu stroje (změny směru průtoku) je možno použít například záměnu směru rotace oběžného axiálního kola. Bude-li použit hydrostaticky převod pro řízení otáček, bude možnost regulovat otáčky čerpadla za konstantního výkonu na hnacím prvku – motoru ($P = \text{konstantní}$). Poměry za čerpání v obou směrech při řízení na konstantní výkon vycházející z kvalitativního posouzení výkonu čerpadla a hydromotoru.

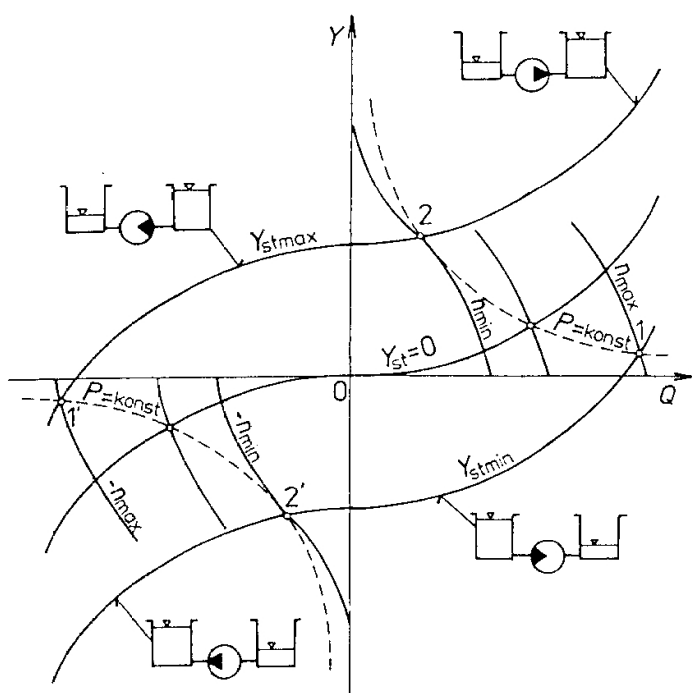
$$P \approx Q \cdot Y \approx \Delta p \cdot n = \text{konstantní} \quad (8.1)$$

Ústřední parametry průtoku Q a měrné energie Y v hydraulickém systému určuje poloha hladin v nádržích, neboli velikost potenciální energie hladiny kapaliny Y_{ST} . Aby výkon hnacího motoru měl za chodu přečerpávání v obou smyslech konstantní hodnotu, musí být tomuto procesu přizpůsobeny otáčky v čerpadle. Dle vztahu výše (8.1) pro výkon platí, že velikost tlakového spádu Δp je neúměrná k velikosti otáček. Také pro ústřední parametry průtoku Q a měrné energie Y platí jistá nepřímá úměrnost.

Na obrázku (Obr. 8.1) je vyznačena etapa přečerpávání média z jedné nádrže do druhé za konstantního příkonu P . Za kladných hodnot průtoku ($Q > 0$) nastává čerpání v oblasti

prvního kvadrantu pro úplnou charakteristiku potrubí, a to v rozmezí pracovních bodů 1 (Kladná hodnota maximálních otáček n_{max} a kladná hodnota minimální hodnoty potenciální energie Y_{STmin}) až 2 (bod 2 představuje kladná hodnota minimálních otáček n_{min} a kladnou hodnotu maximální hodnoty potenciální energie Y_{STmax}). Pro záporné hodnoty průtoku ($Q < 0$) nastává čerpání v oblasti třetího kvadrantu symetricky, a to v rozmezí pracovních bodů 1' (Záporná hodnota maximálních otáček $-n_{max}$ a kladná hodnota maximální hodnoty potenciální energie Y_{STmax}) až 2' (záporná hodnota minimálních otáček $-n_{min}$ a kladná hodnota minimální hodnoty potenciální energie Y_{STmin}). Za maximální hodnoty energie Y_{max} nabývají otáčky minimálních hodnot n_{min} a hydromotor běží s maximální velikostí tlakového spádu Δp (dle vztahu 8.1). Maximální hodnota tlakového spádu Δp_{max} navádí k obrácení chodu otáček stroje (hydromotoru).

Pracovní chod čerpadla má šanci se dostat i mimo úsek normálního čerpání (kladná hodnota průtoku Q a měrné energie Y) z odlišných faktorů. Na obrázku (Obr. 8.1) jsou



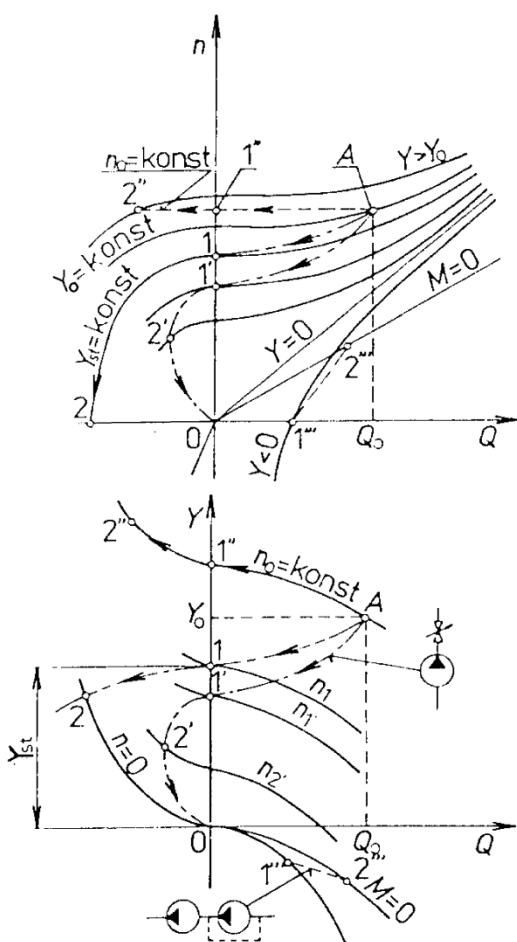
Obr. 8.1 Charakteristika přečerpávání média v obou směrech za konstantního P [1]

rotoru probíhá za nulové hodnoty průtoku Q , a to z bodu 1 do bodu 0.

Dojde-li k selhání zpětného ventilu, tak dojde v rozsahu otáček od n_1 do na $n = 0$ k zpětnému průtoku média v brzdovém chodu hydrogenerátoru (případ čerpadla). Tento

zobrazeny obvyklé příklady v úplné charakteristice čerpadla (závislost průtoku Q na otáčkách, nebo průtoku Q na měrné energii Y). Čerpadlo běží v určitém jmenovitém pracovním bodě (A), pokud dojde k odstavení poháněcího motoru čerpadla, tak přijde setrvačná reakce (jinak doběh) rotoru čerpadla a pracovní bod A se bude postupovat po křivce z výsledné charakteristiky potrubí cestou k bodu 1. Za snížení otáček na hodnotu n_1 , kde nastává skonu průtoku, bude uzavřen automatický (jinak samočinný) zpětný ventil, a to v oblasti výtlaku čerpadla. Pozůstalý dojezd

brzdňý chod je ukončen při dosažení otáček nulových hodnot (v bodu 2). Zapříčiněním kladné hodnoty potenciální energie, kdy dosahuje větší hodnoty než nula ($Y_{ST} > 0$), se oběžné kolo hydrodynamického stroje začne otáčet v obráceném směru, a tím nastává turbínový provoz, který za volného chodu rotoru docílí havarijně nebezpečných spojitých otáček. K vyřazení tohoto nepříznivého stavu bývá nahrazován samočinný zpětný ventil za povinně regulovaným uzavěrem (příkladem může být kulové šoupátko). Rychlost uzavírání je regulována tak, aby změna velikosti průtoku média v potrubí za dojezdu rotoru byla co nejefektivnější z ohledu na hydrodynamický ráz.



Obr. 8.2 Charakteristika pro porovnání za různých stavů čerpadla [1]

Na následujícím obrázku (Obr. 8.2) je zobrazený postup regulovaného uzavírání v oblasti výtlaku hydrodynamického stroje body $A, 1', 2', 0$. Při srovnání s obyčejným automatickým (samočinným) zpětným ventilem dochází za dojezdu hydrodynamického stroje regulované uzavírání velikosti průtokového množství postupně (z bodu A do bodu 0), čím i tlakové pulzace jsou menší velikosti oproti samočinnému zpětnému ventilu, kdy uzavírání velikosti průtokového množství je rychlejší, protože je ohraničen menší úsek pracovních stavů (od A až po 1).

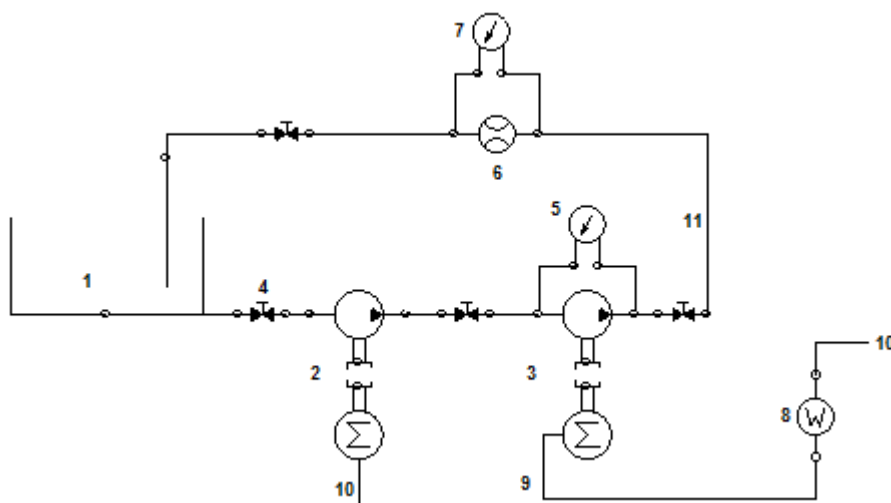
Dojde-li k selhání samočinného zpětného ventilu, čerpadlo může dosáhnout brzdového provozu i za jmenovitých otáček n_0 . Jestliže dojde ke zvýšení tlaku v oblasti výtlaku z čerpadla nad hodnotu, která je shodná s velikostí měrné energie v konečném bodu stroje $Y_{Q=0} < Y_{ST}$. Jev nastane například při nárůstu výšky hladiny ve výše

položené nádrži z důvodu přítoku média z odlišného zdroje. V obrázku (Obr. 8.2) je zobrazená situace pro zmíněný případ, kdy otáčky n_0 jsou konstantní, pracovními body $A, 1', 2'$. Analogické vztahy se můžou vytvořit za paralelní spolupráce více hydrodynamických strojů, je-li ve výtlacné oblasti čerpadla menšího výkonu zpětný ventil, který nesplní svou funkci a roste-li ve výtlaku tlak. Tím je určité množství průtoku z čerpadla většího výkonu

vrácena zpět do spodní nádrže skrze čerpadlo menšího výkonu. Jedná se o rozsah průtoku v opačném směru mezi pracovními stavy z 1'' až po 2''. Sekundární turbínový chod (pro otáčky větší než nula $n > 0$ a velikost měrné energie menší než nula $Y < 0$) se může vyskytnout u čerpadla v sériové spolupráci druhým čerpadlem. Za odstavení prvního stroje (čerpadla) běží druhé čerpadlo s kladným průtokem $Q > 0$ a velikost tlakového spádu na prvním stroji je srovnatelná s velikostí měrné energie, která je záporná ($Y < 0$). Dopad může být takový, že se nepohyblivý rotor v prvním čerpadle dá do pohybu (v obrázku zobrazeno jako pracovní bod 1''') a bude se otáčet průběžnými otáčkami (v obrázku bod 2'''). U druhého turbínového chodu průběžné otáčky jsou neohrožující, neboť dosahují menších hodnot vzhledem k jmenovitým otáčkám čerpadla n_0 . Může se tvořit však nepříznivý jev kavitace v druhém stroji (čerpadle), který je způsoben snížením velikosti tlaku od prvního stroje. Nebezpečí lze ovšem eliminovat odstavením prvního stroje z potrubní sítě přidáním obtoku.

9 Návrh měřicího okruhu pro vybrané provozní oblasti čerpadla a měření.

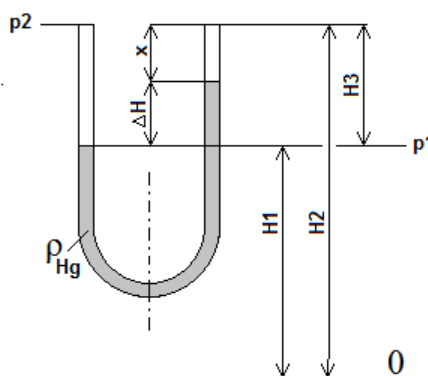
Na základě teoretických poznatků, bylo provedeno měření některých provozních stavů hydrodynamického stroje (čerpadla). Pro měření byl sestaven měřicí okruh (Obr 9.1), který je složen z nádrže (1), potrubí (11), dvou sériově zapojených čerpadel (2 a 3), clony pro měření průtoku (6), kulových kohoutů (4), U trubice (5 a 7), vedení do elektrické sítě (9) digitálního měřicího přístroje pro měření příkonu ze sítě (Wattmetr - 8). Na obrázku (Obr 9.1) představuje číslo 10 výstup z elektrické sítě. Jedna U trubice je naplněná rtuť sloužící pro měření rozdílu tlakové energie. Druhá slouží pro měření ztrátové výšky u clony (6).



Obr. 9.1 Schéma zapojení hydraulického obvodu.

Měření bylo provedeno pro dva režimy. Prvním režimem bylo zapojení měřeného čerpadla (3) do elektrické sítě (10), kdy pomocné čerpadlo bylo bez přívodu elektrické energie a pracovalo jako hydromotor (měřen normální provoz čerpadla). Druhý režim byl při chodu obou čerpadel (pomocného i měřeného), a tím bylo možné měřit i brzdový provoz měřeného čerpadla (přesněji disipační). Nebylo možné naměřit i turbínový provoz. Měření za chodu obou čerpadel probíhalo tak, že kapalina (voda) z nádrže o objemu 42 dm^3 proudila potrubím se světlostí 18 mm (vnější průměr potrubí je 25 mm) do prvního čerpadla (pomocného čerpadla - 2). Z tohoto čerpadla proudila kapalina do druhého čerpadla (měřeného - 3), kde byla měřena pomocí U trubice se rtutí velikost tlakové difference na vstupu a výstupu z čerpadla (3). Kapalina dále vystupuje z čerpadla a plně otevřeným kulovým ventilem protékala dále do clony, kde byla měřena velikost ztrátové výšky. Clona byla ocejchovaná a byla vytvořena charakteristika, díky které bylo možné určit velikost průtoku vzhledem k velikosti ztrátové výšky. Kapalina vystupující z clony dále pokračovala do dalšího kulového kohoutu, který byl postupně uzavírán. Postupným uzavíráním tohoto kulového kohoutu, který je za clonou a před potrubím vracejícím kapalinu zpět do nádrže, byla zmenšována velikost průtoku kapaliny systémem. Tím bylo získáno dalších bodů měření. Při každém bodu měření byl i měřen příkon měřeného čerpadla (3) z elektrické sítě (10) pomocí wattmetru. Obě čerpadla byla stejného výrobce a stejných parametrů. Jednalo se o čerpadla WILO 60/1“. Na čerpadlech bylo možné regulovat otáčky, proto bylo měřené čerpadlo (3) nastaveno na minimální otáčky $n_{min} = 1\,300 [\text{min}^{-1}]$, jmenovitý příkon byl $P = 42 [\text{W}]$ a proud $I = 0,19 \text{ A}$. Pomocné čerpadlo bylo naopak nastaveno na maximální otáčky $n_{max} = 2\,000 [\text{min}^{-1}]$, jmenovitý příkon byl $P = 82 [\text{W}]$ a proud $I = 0,39 \text{ A}$.

Pro výpočet měrné energie čerpadla byla použita rovnice pro bilanci v U trubici dle obrázku (Obr 9.2).



Obr. 9.2 Schéma U trubice se rtutí pro výpočet měrné energie

$$p_1 - \rho \cdot g \cdot H_3 + \rho \cdot g \cdot x + \rho_{Hg} \cdot g \cdot \Delta H - \rho \cdot g \cdot (\Delta H + x) = p_2 \quad (9.1)$$

Po roznásobení a upravení vztahu 9.1 vychází:

$$p_2 - p_1 = \rho_{Hg} \cdot g \cdot \Delta H - \rho \cdot g \cdot \Delta H - \rho \cdot g \cdot H_3 \quad (9.2)$$

$$p_2 - p_1 = (\rho_{Hg} - \rho) \cdot g \cdot \Delta H - \rho \cdot g \cdot (H_2 - H_1) \quad (9.3)$$

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = (\rho_{Hg} - \rho) \cdot g \cdot \frac{\Delta H}{\rho} - g \cdot (H_2 - H_1) \quad (9.4)$$

Obecný vztah pro měrnou energii čerpadla je ve tvaru:

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g \cdot (H_2 - H_1) \quad (9.5)$$

Vztahy (9.4) a (9.5) budou dány do rovnosti a upraveny:

$$(\rho_{Hg} - \rho) \cdot g \cdot \frac{\Delta H}{\rho} - g \cdot (H_2 - H_1) = Y - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} - g \cdot (H_2 - H_1) \quad (9.6)$$

Úpravou vztahu 9.6 získáme konečný tvar pro měrnou energii:

$$Y = (\rho_{Hg} - \rho) \cdot \frac{g \cdot \Delta H}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (9.7)$$

V našem případě jsou potrubí stejného průměru, tím bude složka rychlosti rovna nule a vztah bude ve tvaru:

$$Y = (\rho_{Hg} - \rho) \cdot \frac{g \cdot \Delta H}{\rho} \quad (9.8)$$

Ze vztahu pro příkon byl vyjádřen moment a vytvořena charakteristika $Q - M$.

$$M = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (9.9)$$

Rychlost proudění bude vypočítáno z rovnice kontinuity:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \quad (9.10)$$

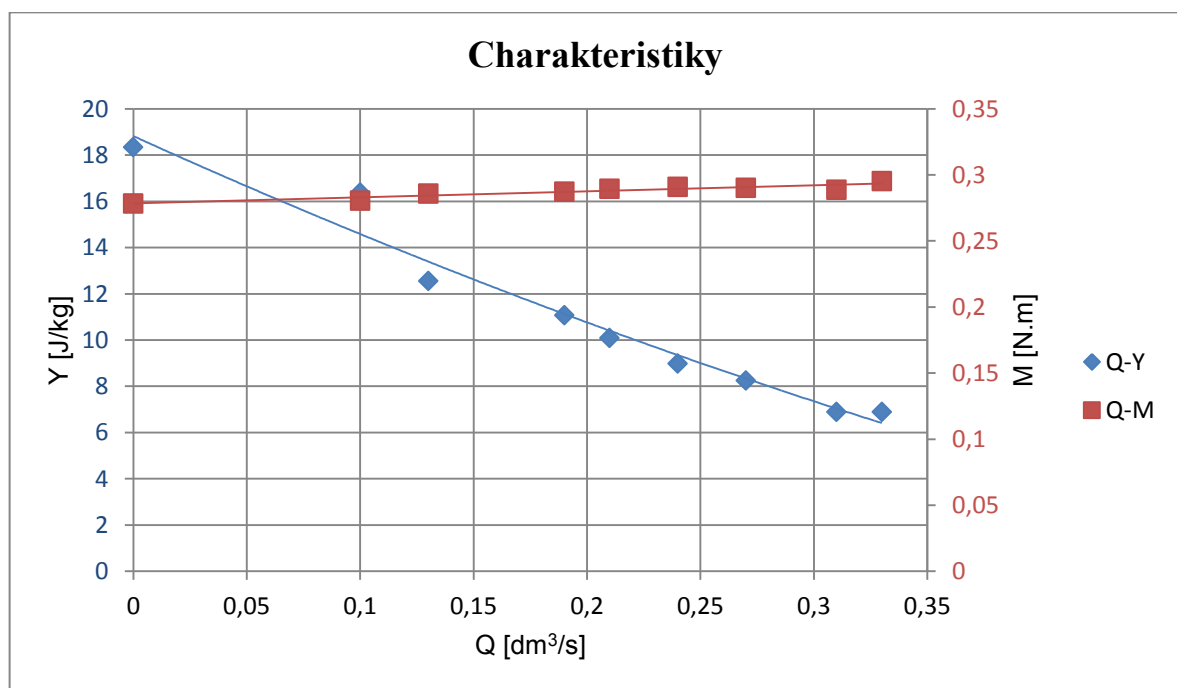
Celková účinnost bude přepočítána ze vztahu pro příkon

$$\eta = \frac{Q \cdot \rho \cdot Y}{P} \quad (9.11)$$

Tab. 9.1 Naměřené a vypočtené hodnoty pro normální provoz čerpadla.

| Tabulka naměřených hodnot pro práci jednoho čerpadla | | | | | | | | | | | | |
|------------------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|----------------------|--------|--------|-------|-------|-------|
| Měření | hs | hv | Δhc | ps | pv | Δpc | Q | Y | P | M | v | η |
| [1] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [dm ³ /s] | [J/kg] | [W] | [N.m] | [m/s] | [1] |
| 1 | 396 | 340 | 56 | 441 | 340 | 101 | 0,33 | 6,892 | 40,200 | 0,295 | 1,297 | 0,057 |
| 2 | 398 | 342 | 56 | 440 | 350 | 90 | 0,1 | 6,892 | 39,300 | 0,289 | 1,218 | 0,054 |
| 3 | 400 | 333 | 67 | 439 | 370 | 69 | 0,27 | 8,246 | 39,500 | 0,290 | 1,061 | 0,056 |
| 4 | 405 | 332 | 73 | 441 | 384 | 57 | 0,24 | 8,985 | 39,600 | 0,291 | 0,943 | 0,054 |
| 5 | 408 | 326 | 82 | 442 | 394 | 48 | 0,21 | 10,092 | 39,400 | 0,289 | 0,825 | 0,054 |
| 6 | 412 | 322 | 90 | 443 | 411 | 32 | 0,19 | 11,077 | 39,100 | 0,287 | 0,747 | 0,054 |
| 7 | 418 | 316 | 102 | 447 | 427 | 20 | 0,13 | 12,554 | 38,900 | 0,286 | 0,511 | 0,042 |
| 8 | 433 | 300 | 133 | 457 | 453 | 4 | 0,1 | 16,369 | 38,200 | 0,281 | 0,393 | 0,043 |
| 9 | 442 | 293 | 149 | 464 | 464 | 0 | 0 | 18,338 | 37,900 | 0,278 | 0,000 | 0,000 |

Na základě naměřených a vypočtených hodnot byly vytvořeny charakteristiky:

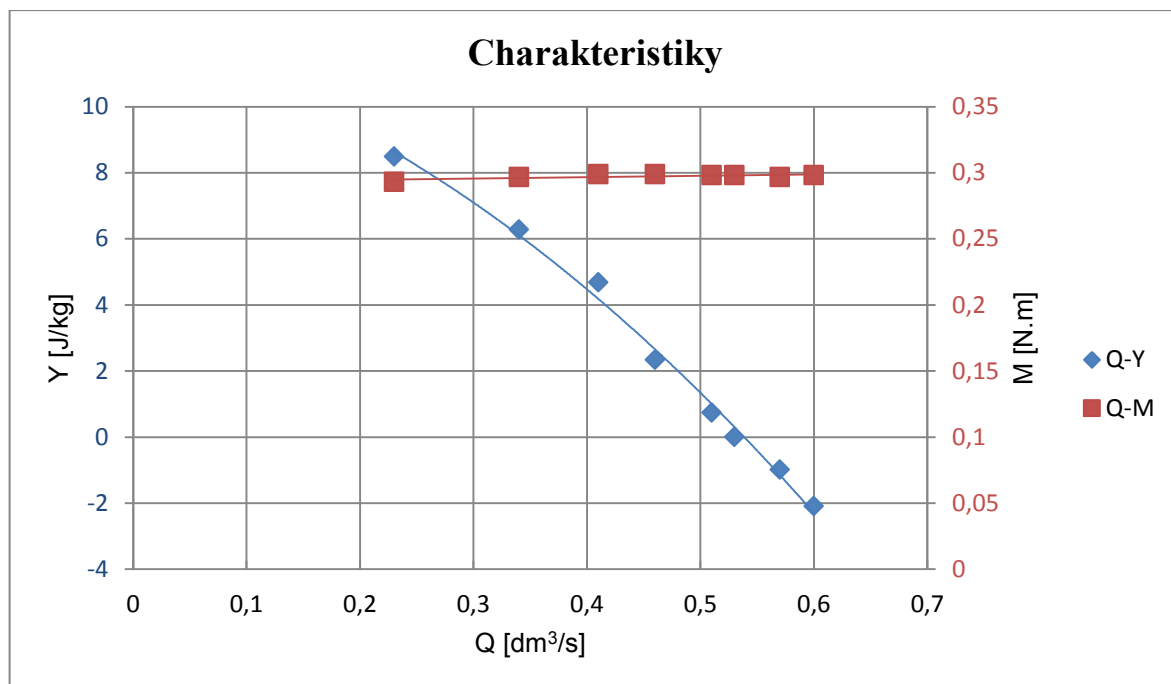


Obr. 9.3 Graf charakteristiky $Q - Y$ a $Q - M$ měřeného čerpadla pro normální provoz.

Tab. 9.2 Naměřené a vypočtené hodnoty pro normální a brzdový chod.

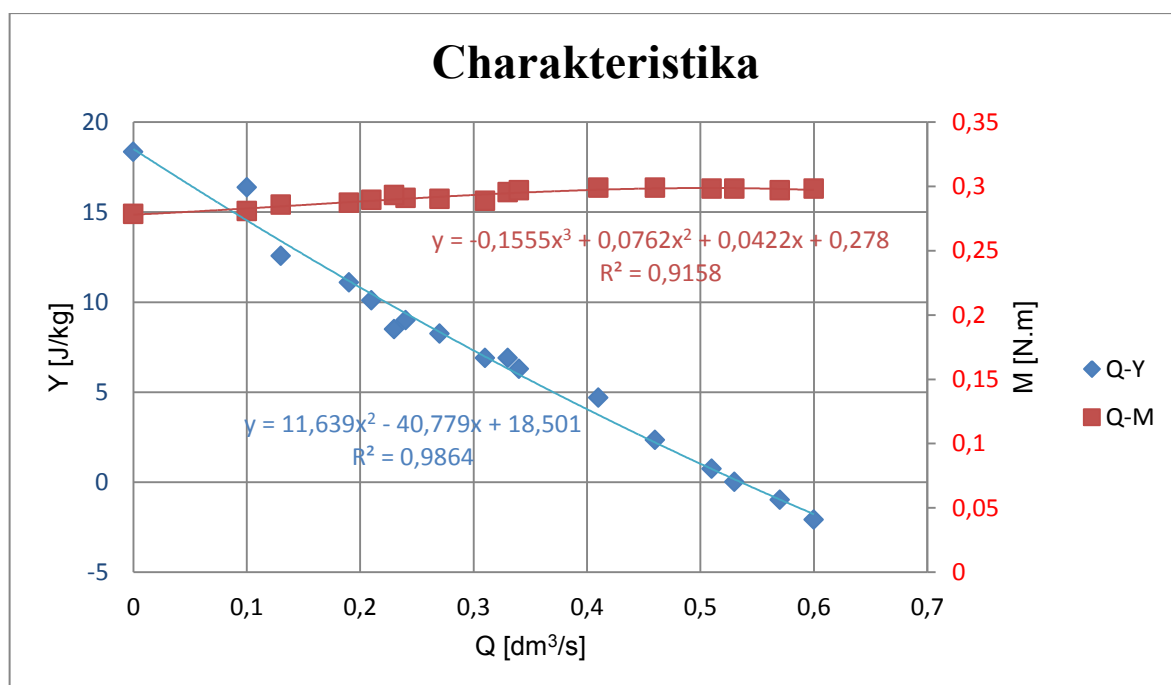
| Tabulka naměřených a vypočtených hodnot při chodu obou čerpadel | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|----------------------|--------|--------|-------|-------|--------|
| Měření | hs | hv | Δhc | ps | pv | Δpc | Q | Y | P | v | M | η |
| [1] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [dm ³ /s] | [J/kg] | [W] | [m/s] | [N.m] | [1] |
| 1 | 355 | 372 | -17 | 589 | 235 | 354 | 0,6 | -2,092 | 40,600 | 0,298 | 2,358 | -0,031 |
| 2 | 362 | 370 | -8 | 583 | 270 | 313 | 0,57 | -0,985 | 40,400 | 0,297 | 2,240 | -0,014 |
| 3 | 368 | 368 | 0 | 572 | 300 | 272 | 0,53 | 0,000 | 40,600 | 0,298 | 2,083 | 0,000 |
| 4 | 370 | 364 | 6 | 571 | 324 | 247 | 0,51 | 0,738 | 40,600 | 0,298 | 2,004 | 0,009 |
| 5 | 375 | 356 | 19 | 564 | 364 | 200 | 0,46 | 2,338 | 40,700 | 0,299 | 1,808 | 0,026 |
| 6 | 389 | 351 | 38 | 563 | 400 | 163 | 0,41 | 4,677 | 40,700 | 0,299 | 1,611 | 0,047 |
| 7 | 392 | 341 | 51 | 559 | 452 | 107 | 0,34 | 6,277 | 40,400 | 0,297 | 1,336 | 0,053 |
| 8 | 400 | 331 | 69 | 585 | 530 | 55 | 0,23 | 8,492 | 39,900 | 0,293 | 0,904 | 0,049 |

Na základě naměřených a vypočtených hodnot byl vytvořený graf závislosti $Q - Y$ a $Q - M$.



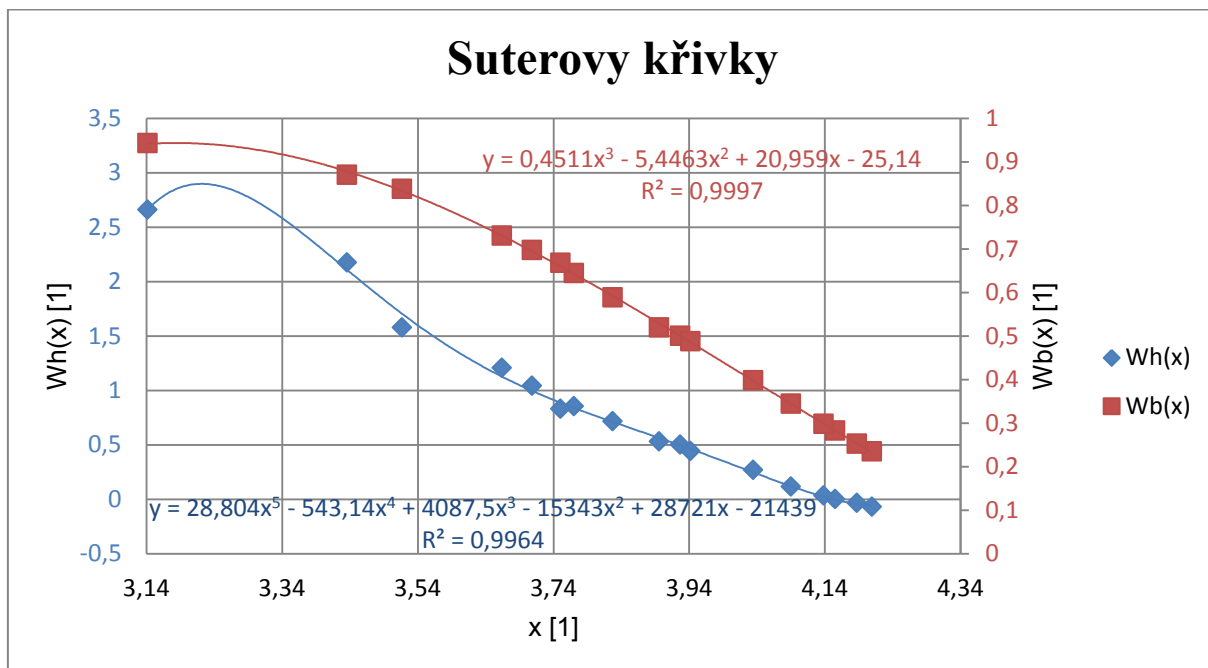
Obr. 9.4 Graf charakteristiky pro normální a brzdový chod $Q - Y$ a $Q - M$.

V následujícím grafu (Obr. 9.5) je sloučeno měření normálního chodu a přechodu z normálního chodu do brzdného chodu čerpadla. Do grafu jsou zavedeny i hodnoty pro moment.



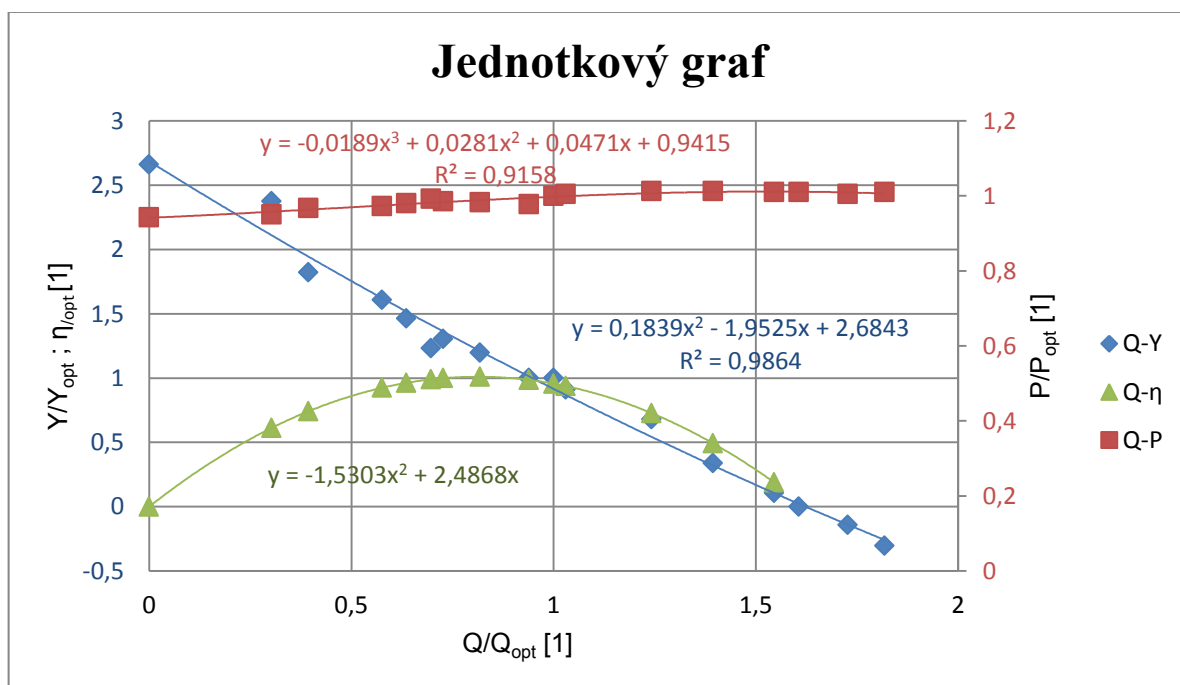
Obr. 9.5 Graf charakteristiky pro normální a brzdový (disipační) chod $Q - Y$ a $Q - M$.

Na základě vzorců, vycházejících z teoretických poznatků o Suterových křivkách byl vytvořen graf (Obr. 9.6) z naměřených hodnot.



Obr. 9.6 Graf vyobrazující Suterovy křivky.

Dále byl vytvořený jednotkový graf dle teoretických poznatků.

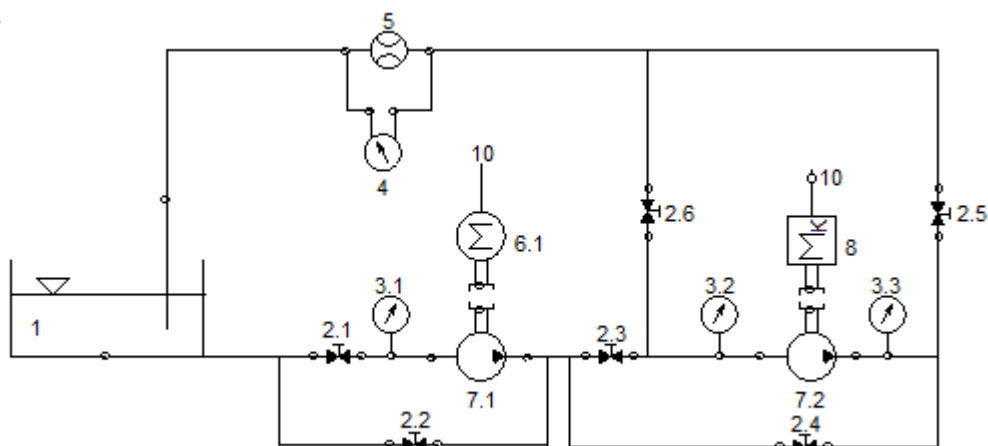


Obr. 9.7 Jednotkový graf měření.

Účinnost na obrázku (Obr. 9.7) bude přesně popisovat regresní křivka ve tvaru paraboly:

$$y = -1,53030148209331 \cdot x^2 + 2,48676279008641 \cdot x \quad (9.12)$$

Na měřeném okruhu nelze měřit všechny provozní stavy čerpadla, neboť okruh není vybaven potřebnými prvky pro úplné měření. Z tohoto důvodu je jen teoreticky navržený okruh dle obrázku (Obr 9.8), na kterém už bude možno měřit všechny provozní stavy hydrodynamického stroje.



Obr. 9.8 Schéma hydraulického obvodu pro měření provozních stavů čerpadla.

Hydraulický obvod pro měření všech provozních stavů stroje (Obr. 9.8) je složen z nádrže s kapalinou (1), uzavíracích ventilů (2.1 až 2.6) pro nastavení směru průtoku, tlakoměrů (3.1 až 3.3), U trubice (4) pro měření tlakové difference na cloně nebo jiném průtokoměru (5). Dále je v obvodu elektromotor (6.1), který pohání pomocné čerpadlo (7.1). Hlavní části hydraulického obvodu je měřené čerpadlo (7.2). K měřenému čerpadlu (7.2) je připojený dynamometr, který je schopen měřit i velikost momentu. Obvod je schopen i měřit otáčky.

Normálního čerpadlového provozu bude dosaženo při otevřených ventilech (2.1), (2.3) a (2.5). Zbytek bude uzavřen. Obrácený normální čerpadlový chod bude při otevřených ventilech (2.1), (2.4) a (2.6). Zbytek bude uzavřen. Brzdový chod čerpadla (Obr. 7.5) bude při otevřených ventilech (2.1), (2.3) a (2.5). Otáčky měřeného čerpadla (7.2) budou nastaveny menší (menší výkon), oproti otáčkám pomocného čerpadla (7.1). Moment bude také nastaven dynamometrem. Brzdový chod čerpadla (Obr. 7.2) bude při opačném směru průtoku kapaliny měřeným čerpadlem. Otáčky měřeného čerpadla budou menší, než u čerpadla pomocného a budou v kladném směru. Pro tento brzdový stav budou otevřeny ventily (2.1), (2.4) a (2.6). Turbínový provoz čerpadla (Obr. 7.3) bude obdobný s brzdovým provozem (Obr. 7.2), s tím rozdílem, že otáčky budou opačného směru otáčení. Pro turbínový chod budou tedy otevřeny ventily (2.1), (2.3) a (2.5). Opačný turbínový provoz čerpadla (Obr. 7.6) bude obdobně

zapojený jako normální provoz (Obr. 7.1), s tím rozdílem, že stroj bude dodávat příkon (záporný moment). Pro tento stav budou tedy otevřeny ventily (2.1), (2,3) a (2.5). Disipační provoz čerpadla (Obr. 7.7) bude při otevřených ventilech (2.1), (2.4) a (2.6). Pro tento stav budou otáčky měřeného čerpadla menší, než u pomocného čerpadla a budou opačného smyslu. Opačný disipační režim čerpadla bude při otevřených ventilech (2.1), (2,3) a (2.5). Otáčky a moment budou obdobně nastaveny a snímány dynamometrem.

Závěr

Cílem v bakalářské práci bylo vytvořit literární rešerši úplné charakteristiky pro hydrodynamické stroje. Úvodní část bakalářské práce popisuje hydrodynamické stroje a popisuje jejich základní rozdělení. V další části práce jsou uvedeny základní charakteristiky hydrodynamických strojů, které jsou uvedeny i v porovnání s hydrostatickými stroji. V práci je také popis chodu hydrodynamických čerpadel a popis základních parametrů, které jsou důležité pro vytvoření potřebných charakteristik. Chod hydrodynamického stroje lze rozdělit na 8 provozních režimů. Režimy jsou zde vysvětleny a je zde také popis, jak se hydrodynamický stroj do každého režimu dostává. Práce obsahuje i způsoby zobrazení úplných charakteristik (klasické čerpadlové, charakteristiky v jednotkových veličinách, Suterovy křivky, Karman-Knapp diagram), včetně popisu vytvoření. Na teoretickém základě bylo provedeno i laboratorní měření vybraných provozních režimů hydrodynamického stroje (čerpadla). V měřicím okruhu byla čerpadla WILO EA 60/1. Měření bylo provedeno pro normální provozní stav čerpadla a část opačného disipačního provozního stavu (obecně brzdného stavu). Pro měření turbínového režimu čerpadla byl obvod nevyhovující. Teoreticky byl navržen obvod, na kterém by bylo možné měřit všechny provozní stavy hydrodynamického stroje.

Poděkování:

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi vyšli vstříc s řešením mé bakalářské práce.

Především svému vedoucímu panu Ing. Danielu Himrovi, Ph.D. za odborné rady a čas, který mi věnoval. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu při studiu.

Seznam použité literatury:

- [1] BLÁHA, Jaroslav – BRADA, Karel. *Příručka čerpací techniky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. 289s. ISBN 80-01-01626-9.
- [2] BLÁHA, Jaroslav – BRADA, Karel. *Základy čerpací techniky*. Dotisk. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1985. 111s.
- [3] BLÁHA, Jaroslav – BRADA, Karel. *Čerpací technika*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1987. 157s.
- [4] BLÁHA, Jaroslav – BRADA, Karel. *Hydrodynamická čerpadla*. 2. Přepřacované vydání. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1992, 202s. ISBN 80-01-00802-9
- [5] BLÁHA, Jaroslav – BRADA, Karel. *Hydraulické stroje I.: Čerpadla*. Dotisk. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1982, 128s.
- [7] STREETER, V. L., WYLIE, E. B.: *Hydraulic transients*. McGraw-Hill book company, 1967.
- [8] Bednář, J.: Měření tekutinových systémů, skriptá VUT Brno, 1982
- [9] KYPipe Pipe 2012 [Online]. 23.11.2012 [cit. 2014-10-5]. *Surge Modeling Tips and Procedures*. Dostupné z: <http://kypipe.com/new_stuff/surge_modeling_tips.pdf?>.
- [10] Nor-Par a.s [online]. 1.10.2009 [cit. 2014-10-5]. *PIPENET: LEADING THE WAY IN FLUID FLOW ANALYSIS*. Dostupné z: <<http://www.norpar.com/brochures/pipenet/pipenet.pdf>>
- [11] JMST [online]. 25.10.2011 [cit. 2014-10-5] *Journal of Mechanical Science and Technology*. Dostupné z: <http://www.j-mst.org/On_line/admin/files/14-J2010-716_2583-2590_.pdf>
- [12] NECHLEBA, M.: *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. Praha SNTL, 1962.

Seznam obrázků

| | strana |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| Obr. 1.1 Základní rozdělení hydraulických strojů [4] | 10 |
| Obr. 1.2 Průběh účinnosti u převodu hydrodynamických a hydrostatických v závislosti na změně výkonu P [4] | 11 |
| Obr. 3.1 Porovnání charakteristik $Q - Y$ HS a HD čerpadla za konstantních n [1] | 12 |
| Obr. 3.2 Charakteristika pro HS čerpadla [1] | 13 |
| Obr. 3.3 Charakteristika pro HD čerpadla [1] | 14 |
| Obr. 3.4 Porovnávání účinku změny zátěže na účinnost u HS a HD čerpadel [1] | 14 |
| Obr. 4.1 Kinematické poměry v oběžném kole čerpadla a turbíny [4] | 16 |
| Obr. 4.2 Schéma pro použití věty o změně hybnosti pro oběžné kolo čerpadla [4] | 17 |
| Obr. 4.3 Mezní parametry hydrodynamických strojů [4] | 19 |
| Obr. 4.4 Geometrické rozdíly lopatkování oběžných kol turbíny (T), čerpadlové turbíny (ČT) a jejich kinematické poměry za stejného průtoku [4] | 20 |
| Obr. 6.1 Rozprostření w kapaliny a p na obě strany oběžné lopatky na střední proudnici odstředivého stroje (čerpadla) [4] | 23 |
| Obr. 6.2 Teoretická charakteristika pro radiální HD čerpadlo [4] | 24 |
| Obr. 6.3 Schéma kinematických poměrů pro kanál oběžného kola radiálního [4] | 25 |
| Obr. 6.4 Kinematické poměry v oblasti výstupu kanálu oběžného kola [4] | 26 |
| Obr. 6.5 Účinek výstupního úhlu lopatky na tvar kanálu [4] | 27 |
| Obr. 6.6 Reálná charakteristika pro radiální HD čerpadlo [4] | 28 |
| Obr. 6.7 Charakteristika příkonu odstředivého čerpadla [4] | 30 |
| Obr. 7.1 Schéma normálního provozu čerpadla [3] | 31 |
| Obr. 7.2 Schéma brzdícího provozu čerpadla - Q [3] | 32 |

| | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Obr. 7.3 Schéma turbínového provozu čerpadla [3] | 32 |
| Obr. 7.4 Schéma čerpadlového provozu s opačnými otáčkami čerpadla [3] | 32 |
| Obr. 7.5 Schéma čerpadla za brzdného provozu +Q [3] | 33 |
| Obr. 7.6 Schéma opačného turbínového provozu čerpadla [3] | 33 |
| Obr. 7.7 Schéma disipačního provozu čerpadla [3] | 33 |
| Obr. 7.8 Schéma opačného disipačního provozu čerpadla [3] | 34 |
| Obr. 7.9 Úplná charakteristika pro diagonální čerpadlo – kruhový diagram [1] | 34 |
| Obr. 7.10 Úplná charakteristika HD čerpadla v souřadnicích Q - n [3] | 35 |
| Obr. 7.11 Schéma provozních oblastí HD čerpadla – kruhový diagram [3] | 35 |
| Obr. 7.12 Polární diagram účinnosti pro úplnou charakteristiku Q-n [1] | 36 |
| Obr. 7.13 Úplná charakteristika pro radiální čerpadlo za daných otáček (Sutterovy křivky), graf z literatury [10]. Přeložen) | 38 |
| Obr. 7.14 Bezrozměrná charakteristika čerpadla za normálních podmínek [7] | 40 |
| Obr. 7.15 Graf parametrů h , α a v za normální práce čerpadla [7] | 41 |
| Obr. 7.16 Úplná charakteristika parametrů h , α a v pro hydrodynamické čerpadlo při daných otáčkách ($N_s=1,800$) [7]. | 42 |
| Obr. 7.17 Úplná bezrozměrná momentová charakteristika HD stroje [7] | 42 |
| Obr. 7.18 Typické výkonové křivky pro turbíny za různého otevření [7]. | 43 |
| Obr. 7.19 Schéma úplné charakteristiky čerpadlové turbíny [1] | 46 |
| Obr. 7.20 Úplná charakteristika pro diagonální čerpadlovou turbínu [4] | 47 |
| Obr. 7.21 Přejížděvací oblast čerpadlové turbíny z čerpadlového turbínového provozu [4] ... | 48 |
| Obr. 8.1 Charakteristika přečerpávání média v obou směrech za konstantního P [1] | 50 |
| Obr. 8.2 Charakteristika pro porovnání za různých stavů čerpadla [1] | 51 |

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Obr. 9.1 Schéma zapojení hydraulického obvodu. | 53 |
| Obr. 9.2 Schéma U trubice s rtutí pro výpočet měrné energie | 54 |
| Obr. 9.3 Graf charakteristiky Q-Y a Q-M měřeného čerpadla pro normální provoz. | 55 |
| Obr. 9.4 Graf charakteristiky pro normální a brzdový chod Q-Y a Q-M. | 56 |
| Obr. 9.5 Graf charakteristiky pro normální a brzdový (disipační) chod Q-Y a Q-M. | 57 |
| Obr. 9.6 Graf vyobrazující Suterovy křivky. | 57 |
| Obr. 9.7 Jednotkový graf měření. | 58 |
| Obr. 9.8 Schéma hydraulického obvodu pro měření provozních stavů čerpadla. | 58 |

Seznam tabulek

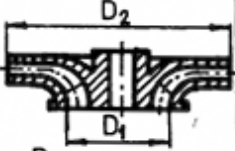
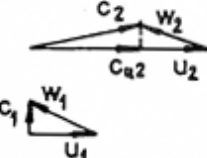
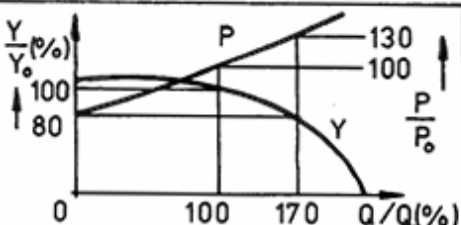
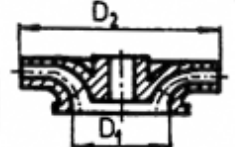
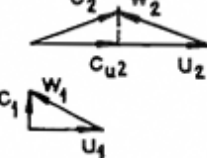
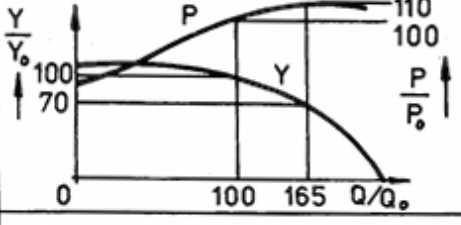
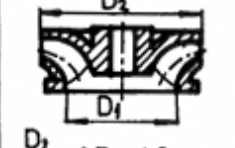
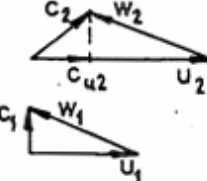
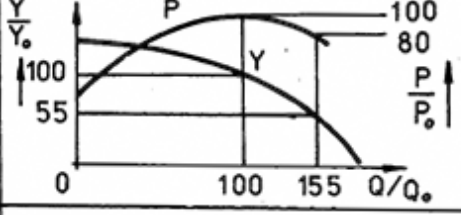
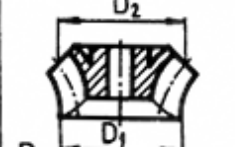
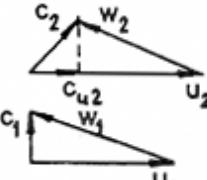
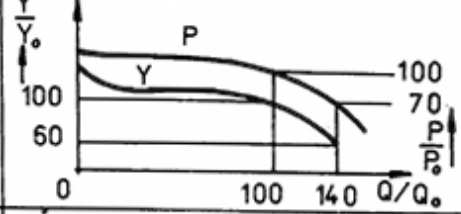
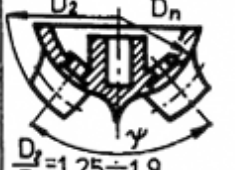
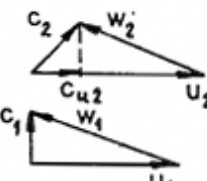
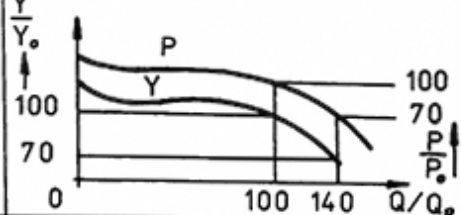
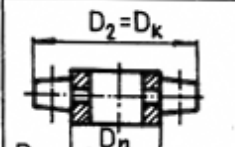
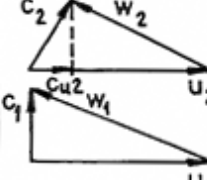
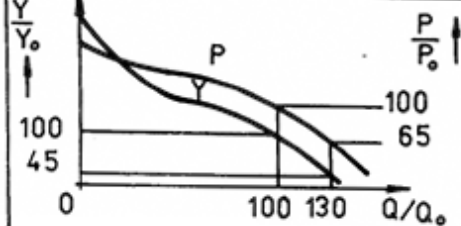
| | Strana |
|-----------------------------------------------------------------------------------|--------|
| Tab. 4.1 Porovnání vlastností pro hydrostatické a hydrodynamické stroje [1] | 19 |
| Tab. 9.1 Naměřené a vypočtené hodnoty pro normální provoz čerpadla. | 55 |
| Tab. 9.2 Naměřené a vypočtené hodnoty pro normální a brzdový chod. | 56 |

Seznam příloh

| | |
|-----------|------------------------------------------------------------------------|
| Příloha 1 | Tab. 5.1 Rozdělení základních typů hydrodynamických čerpadel [5] |
| Příloha 2 | Tab. 5.2 Lopatkování oběžných kol pro HD čerpadla dle tabulky 5.1 [1] |
| Příloha 3 | Tab. 5.3 vyobrazení oběžných kol pro čerpání nenewtonských kapalin [1] |

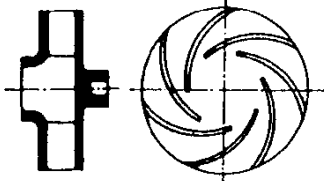
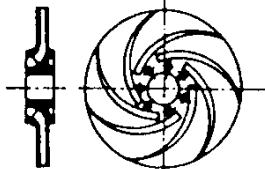
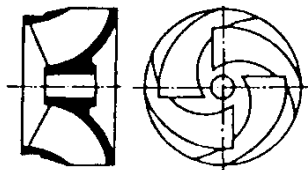
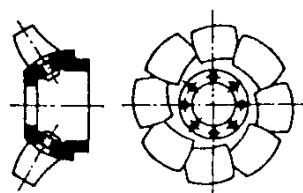
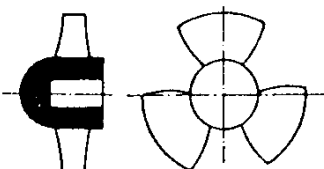
Příloha 1

Tab. 5.1 Rozdělení základních typů hydrodynamických čerpadel [5]

| n_q (min^{-1}) | typ oběž. kola | meridiální řez oběžným kolem | výstupní a vstupní rychl. trojúhelník | charakteristiky čerpadla v poměrných souřadnicích |
|--------------------------------|----------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| 10 ÷ 30 | radiální |  $\frac{D_2}{D_1} = 3,5 \div 2$ |  |  |
| 22 ÷ 60 | radiální se zborcenými lopatkami |  $\frac{D_2}{D_1} = 2 \div 1,5$ |  |  |
| 50 ÷ 70 | Francisovo |  $\frac{D_2}{D_1} = 1,5 \div 1,3$ |  |  |
| 70 ÷ 120 | diagonální |  $\frac{D_2}{D_1} = 1,2 \div 1,1$ |  |  |
| 60 ÷ 135 | diagonální vrtulové |  $\frac{D_2}{D_1} = 1,25 \div 1,9$ $\psi = 70^\circ \div 120^\circ$ |  |  |
| 110 ÷ 410 | axiální vrtulové |  $\frac{D_2}{D_n} = 1,6 \div 2,4$ |  |  |

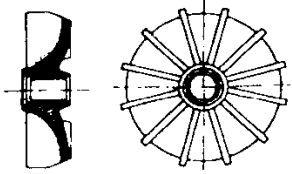
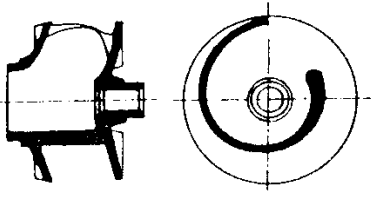
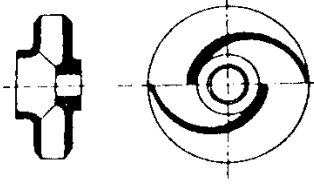
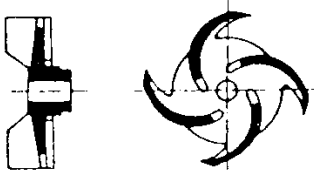
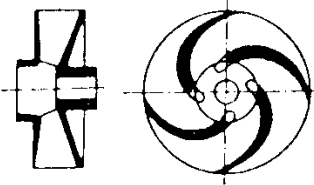
Příloha 2

Tab. 5.2 Lopatkování oběžných kol pro HD čerpadla dle tabulky 5.1 [1]

| Název | Vyobrazení |
|------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| Radiální kolo s nezborcenou (válcovou) plochou lopatek |  |
| Radiální kolo se zborcenými lopatkami |  |
| Diagonální kolo s krycími disky a pevnými lopatkami |  |
| Diagonální kolo bez krycích disků, lopatky natáčivě uloženy v náboji oběžného kola |  |
| Axiální (vrtulové) kolo s lopatkami pevně nebo natáčivě uloženými v náboji oběžného kola |  |

Příloha 3

Tab. 5.3 Vyobrazení oběžných kol pro čerpání nenewtonských kapalin [1]

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>Vírové kolo (tzv. typ TURO), vhodné k čerpání kalů s hrubými pevnými částmi. Necitlivé na plyny v kapalině. Malé opotřebení pevnými příměsemi, které ve vířivém pohybu většinou míjejí kanály oběžného kola</p> |  |
| <p>Jednokanálové uzavřené kolo s průtočným průřezem vhodným pro průchod velkých tuhých částí obsažených v čerpané kapalině. Vstupní hrana vyhlazena a zaoblena velkým poloměrem, což usnadňuje i průchod vláknitých látek (např. vláknité kaly)</p> |  |
| <p>Dvoukanálové uzavřené kolo pro kaly a hydraulické směsi (např. doprava strusky) s menšími pevnými částmi</p> |  |
| <p>Kolo pro dopravu kašovitých směsí obsahujících plynné příměsi. Kvůli snadnému čištění je kolo oboustranně otevřené</p> |  |
| <p>Kolo s ejektorovými kanály určené pro kašovitě, silně proplyněné kapaliny (např. papírovinu)</p> |  |